



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# ZVÝŠENÍ PLNICÍ ÚČINNOSTI ZÁŽEHOVÉHO DVOUDOBÉHO MOTORU

INCREASE OF CHARGING EFFICIENCY OF TWO STROKE ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. JIŘÍ MAINUŠ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Jiří Mainuš

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Zvýšení plnicí účinnosti zážehového dvoudobého motoru**

v anglickém jazyce:

### **Increase of Charging Efficiency of Two Stroke Engine**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh potřebných konstrukčních úprav pro zvýšení plnicí účinnosti zvoleného dvoudobého zážehového motoru.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši konstrukčních řešení výměny náplně u dvoudobých motorů.
2. Pro zvolený motor vytvořte CAD model válcové jednotky se všemi kanály, které s ním funkčně souvisí.
3. Proveďte základní výpočtovou studii průtoku nasávaného vzduchu válcovou jednotkou.
4. Zhodnoťte získané výsledky a navrhnete možné úpravy.

Seznam odborné literatury:

- [1] Hofmann, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Překlňování spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1985. 134 s.  
[2] Molnár, V.: Počítačová dynamika tekutin [online], 2009, poslední revize 6.10.2012.  
Dostupné z: <<http://www.cfd.sk/cfd-book>>

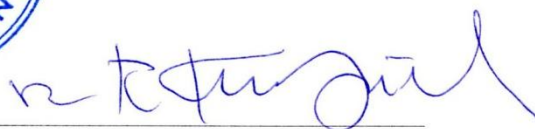
Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 15.11.2012



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan



## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukční úpravy s cílem zvýšení plnicí účinnosti zadaného dvoudobého motoru. První kapitola je věnována konstrukčnímu řešení výměny náplně válce. Další kapitoly jsou věnovány postupu vytvoření 3D modelu válcové jednotky prostřednictvím reverzního inženýrství. Práce dále obsahuje CFD simulaci proudění včetně vyhodnocení výsledků a experimentálního změření na aerodynamické trati.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Dvoudobý motor, CFD simulace proudění, aerodynamická trať, přepouštěcí kanály

## ABSTRACT

The diploma thesis introduces a design of a construction alteration whose aim is to increase the injection efficiency of the given two-stroke engine. The first chapter deals with a construction solution of the replacement of cylinder charge. The following chapters focus on the procedure of creating a 3D model of a cylinder unit through reverse engineering. Furthermore, the thesis contains a CFD simulation of the fluid flow including the evaluation of the results and experimental measurement on an aerodynamic track.

## KEYWORDS

A two-stroke engine, a CFD simulation of fluid flow, a flow bench, transfer ports



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

MAINUŠ, J. Zvýšení plnicí účinnosti zážehového dvoudobého motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 83 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Jiří Mainuš



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za ochotu, cenné rady, konzultace a trpělivost při řešení problémů během zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat týmu Macháč Motors za vzájemnou spolupráci. V neposlední řadě bych rád poděkoval rodině za podporu a trpělivost během celého studia.



## OBSAH

Úvod.....	11
1 Přehled konstrukčních provedení dvoudobých zážehových motorů.....	12
1.1 Pracovní cyklus dvoudobého zážehového motoru .....	12
1.1.1 Indikátorový diagram dvoudobého zážehového motoru.....	13
1.2 Jednotlivé konstrukční části dvoudobého motoru .....	13
1.2.1 Píst dvoudobého zážehového motoru .....	13
1.2.2 Ojnice dvoudobého zážehového motoru.....	15
1.2.3 Klikový hřídel dvoudobého zážehového motoru .....	15
1.3 Varianty rozvodu sání dvoudobého zážehového motoru.....	16
1.3.1 Rozvod sání pístem.....	17
1.3.2 Rozvod sání jazýčkovým ventilem.....	18
1.3.3 Rozvod sání rotačním šoupátkem.....	20
1.4 Způsoby vyplachování válce motoru .....	22
1.4.1 Příčné vyplachování.....	22
1.4.2 Souproudé vyplachování.....	23
1.4.3 Vratné vyplachování .....	23
1.5 Rozvod výfuku dvoudobého motoru .....	25
1.5.1 Výfuková přívěra .....	26
1.5.2 Frekvenční přeladění výfukové soustavy.....	27
2 Základní parametry zadaného motoru.....	29
2.1 Výkonová křivka motoru .....	29
3 Tvorba modelů kanálů válcové jednotky .....	31
3.1 Odlití jednotlivých kanálů válcové jednotky.....	31
3.2 Digitalizace kanálů .....	32
3.3 Tvorba CAD modelu válcové jednotky .....	34
4 Základní parametry proudění.....	36
4.1 Definice plynů .....	36
4.1.1 Ideální plyn.....	36
4.1.2 Nedokonalý plyn.....	36
4.1.3 Skutečný (reálný) plyn .....	36
4.2 Základní stavové veličiny plynů.....	37
4.2.1 Tlak .....	37
4.2.2 Teplota .....	37
4.2.3 Objem.....	38
4.2.4 Měrný objem .....	38





4.2.5	Hmotnost .....	38
4.2.6	Hustota .....	38
4.3	Základní vlastnosti a veličiny popisující proudění .....	39
4.3.1	Klasifikace proudění .....	39
4.3.2	Proudění skutečné (vazké) kapaliny .....	40
4.3.3	Laminární proudění .....	41
4.3.4	Turbulentní proudění .....	41
4.4	Fyzikální zákonitosti proudění .....	42
4.4.1	Rovnice kontinuity .....	42
4.4.2	Eulerova rovnice hydrodynamiky .....	42
4.4.3	Bernoulliho rovnice .....	42
5	CFD simulace proudění .....	43
5.1	Načtení geometrie .....	44
5.2	Vytvoření sítě .....	44
5.3	Vstupní okrajové podmínky a nastavení CFD simulace .....	46
5.4	Výpočet a vyhodnocení výsledků simulace .....	46
6	Experimentální měření na aerodynamické trati .....	51
7	Porovnání dosažených výsledků .....	53
7.1	Porovnání výsledků na základě objemových toků .....	53
7.2	Porovnání výsledků na základě vektorových polí rychlosti .....	54
7.3	I. Modifikace modelu pro CFD simulaci – uklidňovací nádrž .....	55
7.3.1	Porovnání výsledků objemových toků modifikace s aerodynamickou tratí .....	56
7.3.2	Porovnání výsledků na základě vektorových polí rychlosti .....	57
7.4	II. Modifikace modelu pro CFD simulaci – reálný motor .....	58
7.4.1	Porovnání výsledků modifikací na základě objemových toků .....	59
7.4.2	Porovnání výsledků modifikací na základě rychlostí .....	60
7.4.3	Porovnání výsledků modifikací na základě momentů hybností .....	63
7.4.4	Porovnání výsledků modifikací na základě vektorových polí rychlosti .....	66
8	Vlastní modifikace tvaru přepouštěcích kanálů .....	68
8.1	Porovnání výsledků vlastní modifikace přepouštěcích kanálů .....	70
8.1.1	Celkové porovnání výsledků na základě objemových toků .....	71
8.1.2	Celkové porovnání výsledků modifikací na základě rychlostí .....	72
8.1.3	Celkové porovnání výsledků modifikací na základě momentů hybností .....	74
8.1.4	Celkové porovnání výsledků modifikací vektorových polí rychlosti .....	75
8.2	Shrnutí celkového porovnání modifikace .....	76
	Závěr .....	77



Seznam použitých zkratek a symbolů .....	81
--	----



## ÚVOD

Dvoudobý spalovací motor prošel dlouholetým vývoje až do stádia dnešní moderní podoby. Z hlediska historického vývoje, byl aplikován jako pohonná jednotka pro různé účely. Dvoudobý motor vyniká svou jednoduchostí, kompaktností, nižšími nároky na příslušenství a obsluhu a nižšími výrobními náklady. Mezi hlavní negativa lze zařadit nedokonalé spalování, vyšší měrnou spotřebu paliva a v současnosti nejvíce pozornosti upřené emisní limity, kde dochází k nárůstu koncentrací škodlivin vlivem ztrátového mazání. Z těchto důvodů jsou dvoudobé motory na ústupu z hlediska použitelnosti v osobních automobilech. Dokonce se hovoří, že jsou již překonanou záležitostí.

V současnosti našly své uplatnění jako pohon malých, sportovních a závodních motocyklů, u kterých je požadováno vysokého výkonu o minimální hmotnosti. V neposlední řadě jako pohon malých mechanizací nebo také v lodním průmyslu, kde se používají vznětové motory se souproutým vyplachováním a výfukovými ventily.

V některých odvětvích motoristického sportu dochází k renesanci dvoudobých motorů. Hlavní příčinou jsou vyšší finanční náklady na opravy spojené s provozem čtyřdobých sportovních motorů a vyšším počtem komponentů nezbytných pro svou činnost. Proto si trůfám tvrdit, že dvoudobé motory nejsou zcela překonanou záležitostí.

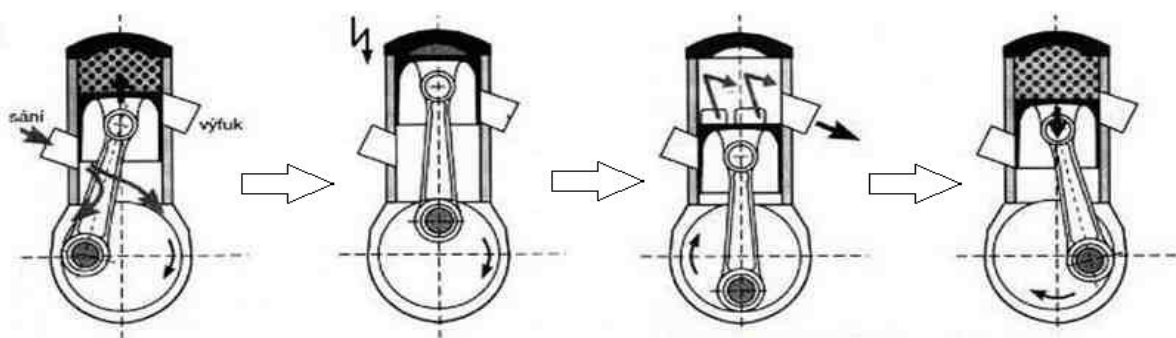


# 1 PŘEHLED KONSTRUKČNÍCH PROVEDENÍ DVOUDOBÝCH ZÁŽEHOVÝCH MOTORŮ

V minulosti dvoudobý motor našel širokou škálu uplatnění přes využití jako hnací agregát tehdejších automobilů či motocyklů. V současné době nemá dvoudobý zážehový motor vhodné předpoklady k využití jako pohon současných automobilů.

## 1.1 PRACOVNÍ CYKLUS DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Dvoudobý spalovací motor vykoná pracovní cyklus během dvou zdvihů pístu, tedy během jediné otáčky klikového hřídele. V porovnání se čtyřdobými motory má dvojnásobný počet pracovních zdvihů, ale není dosaženo teoretického dvojnásobného výkonu. Nedosažení dvojnásobného výkonu je způsobeno i tím, že část čerstvé směsi paliva se vzduchem odchází výfukovým kanálem a z důvodu, že dochází ke smísení čerstvé směsi paliva se vzduchem se spaliny předchozího cyklu, což má za následek zhoršení průběhu spalování. Při pohybu pístu k horní úvratí (HÚ) vzniká pod pístem v klikové skříni podtlak, který je způsobený zvětšujícím se objemem pod pístem. V tuto chvíli dochází k nasávání čerstvé směsi vzduchu paliva a oleje, který proudí sacím kanálem do klikové skříně. Současně při sání dochází v pracovním prostoru nad pístem ke kompresi předchozí náplně válce a po uzavření výfukového kanálu a před dosažení horní úvratí je směs zapálena jiskrou zapalovací svíčky. Poté při expanzi působí tlak spalin na dno pístu a píst se pohybuje k dolní úvratí. Motor koná práci a probíhá pracovní zdvih. Pohyb pístu do dolní úvratí způsobí stlačení čerstvé směsi v prostoru pod pístem a dochází k uzavření sacího kanálu. Před otevřením přepouštěcího kanálu je nutné ve válci snížit tlak. Snížení tlaku se dosáhne dřívějším otevřením výfukového kanálu před kanálem přepouštěcím. Otevírá se přepouštěcí kanál a čerstvá směs z prostoru pod pístem vniká do válce a zároveň vytlačuje spaliny do výfukového kanálu. Po dosažení dolní úvratí píst směřuje k horní úvratí a přitom postupně otevírá sací kanál. Z důvodu symetrického časování rozvodu dochází ke zpožděnému uzavření výfukového kanálu při zpětném pohybu pístu k horní úvratí. To má za následek únik čerstvé směsi do výfukového kanálu a dále a pokles plnicí účinnosti. Ve výfuku se šíří tlaková vlna, která se odráží od rezonátoru zpět směrem k pracovnímu prostoru motoru a před uzavřením výfukového kanálu vtlačí čerstvou směs do válce motoru. [5]

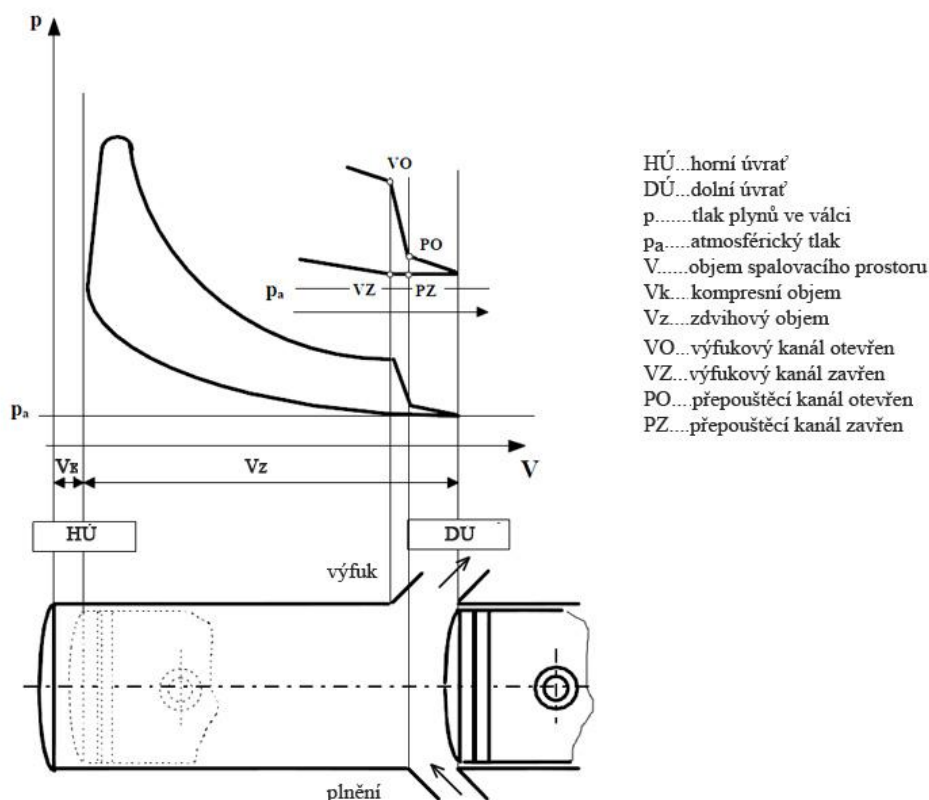


Obr. 1 Schéma pracovního cyklu dvoudobého zážehového motoru[12]



### 1.1.1 INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Pracovní oběh pístových spalovacích motorů můžeme zobrazit pomocí indikátorového diagramu. Indikátorový diagram je grafické znázornění změny tlaků plynů ve válci  $p$  na okamžité změně vnitřního objemu  $V$  pracovního prostoru v důsledku pohybu pístu. Změna tlaku se měří pomocí tlakových snímačů, při současném měření úhlu pootočení klikové hřídele. Přepočtem se z úhlu pootočení klikové hřídele stanoví okamžitá hodnota objemu spalovacího prostoru.



Obr. 2 Indikátorový diagram dvoudobého zážehového motoru [12]

Na obr. 2 je znázorněn indikátorový diagram dvoudobého zážehového motoru s přepouštěcími kanály ovládanými pístem, tj. jedná se o symetrický rozvod. Pomocí indikátorového diagramu lze popsat pracovní cyklus dvoudobého zážehového motoru, který jsem popisoval v kapitole 1.1.

## 1.2 JEDNOTLIVÉ KONSTRUKČNÍ ČÁSTI DVOUDOBÉHO MOTORU

Dvoudobý zážehový motor se vyznačuje především jednoduchostí konstrukce. S tím souvisí také menší hmotnost, menší počet vyráběných dílů a nižší výrobní náklady. Dvoudobý motor má menší nároky na obsluhu, protože nevyžaduje pro svou pracovní činnost žádných zvláštních rozvodových orgánů či olejových okruhů jako u motorů čtyřdobých. V porovnání s motory čtyřdobými má také vyšší měrný výkon, větší pružnost.

### 1.2.1 PÍST DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Primárním úkolem pístu je zabezpečení přenosu síly od tlaku plynů na ojnici a dále na klikový hřídel. U dvoudobých motorů řídí rozvodové orgány pro výměnu náplně. Mezi další



úkoly pístu patří zachycení boční síly vyvolanou klikovým mechanismem a její přenos na stěnu válce, utěsnění spalovacího prostoru do takové míry, aby nemohlo dojít k proniknutí spalín do klikové skříně motoru a zabezpečení odvodu tepla ze dna pístu do chlazených stěn spalovacího prostoru. [5]



*Obr. 3 Pístní skupina dvoudobého zážehového motoru [15]*

Při práci motoru je píst zatěžován mechanicky, silami od tlaku plynů a setrvačnými silami vyvolanými vratným pohybem pístu, dále pak tepelně od vysokých teplot spalín ve spalovacím prostoru. Písty dvoudobých motorů lze rozdělit na dvě varianty konstrukce. Jedná se o píst s vypouklým dnem, který je znázorněn na obr. 3 a píst s deflektorem.

Píst s deflektorem se z historického hlediska používal zpočátku kvůli příčnému vyplachování a měl za úkol zlepšení plnění válce. Tato varianta konstrukce pístu se v současnosti neuplatnila. Píst s deflektorem se vyznačoval poměrně vysokou hmotností. Deflektor zhoršoval odvod tepla z povrchu dna pístu a z důvodu nesymetrické rozdělené hmotnosti snižoval provozní otáčky motoru. Další nevýhodou pístu s deflektorem jsou jeho rozměry, což má za následek omezení zvýšení stupně komprese kvůli většímu prostoru ve válci.

Dnešní moderní motory používají písty s mírně vypouklým dnem. Další inovací je minimalizace počtu pístních kroužků. V minulosti se používaly tři pístní kroužky jak u motoru čtyřdobých. Dvoudobý motor nevyžaduje přítomnost stíracího kroužku, proto se přešlo na variantu s dvěma či jedním těsnícím pístním kroužkem. Důvodem je minimalizace třecích ztrát. U sportovních a závodních dvoudobých motorů se používá pouze jeden pístní kroužek, čímž se dosáhne vyšších provozních otáček. U dvoudobých motorů musí být pístní kroužek zajištěn proti pootočení. K aretaci se nejčastěji používá usazovací kolíček. Pístní kroužek se nesmí pootočit z důvodu, aby nedošlo ke kontaktu mezi pístním kroužkem a jedním z rozvodových kanálů, což by vedlo až k samotnému zlomení pístního kroužku. Současné písty dvoudobých motorů mají spodní vybrání v plášti pístu. Spodní vybrání v plášti pístu umožňuje konstrukci kratších přepouštěcích kanálů. V dolní úvrati pístu propojuje vstup přepouštěcího kanálu s prostorem klikové skříně. Plášť pístu mezi vybráním musí být zkonstruován tak, aby v horní úvrati pístu překrýval výfukový otvor. [5]



### 1.2.2 OJNICE DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Ojnice je nejnamáhavější součástí klikového mechanismu. Mechanické namáhání je kombinované a mění se v průběhu otáčení klikového hřídele. Na vzpěr a tlak je ojnice namáhána od expandujících plynů ve spalovacím prostoru. Zpomalování a zrychlování pístu vyvolá v ojnici namáhání na tah nebo vzpěr. Nepříznivý je i vliv setrvačných sil od vlastní hmotnosti ojnice, který působí její namáhání na ohyb. Prostřednictvím ojnice se zabezpečuje přenos sil mezi pístem a klikovou hřídelí. Mezi hlavní požadavky kladené na konstrukci ojnice patří nízká hmotnost a vysoká tuhost malého i velkého ojničního oka. Charakteristickým znakem většiny ojnic dvoudobých motorů je nedělené velké oko ojnice pro ojniční čep klikového hřídele. Pro uložení klikového hřídele a hlavy ojnice se používají valivá ložiska místo ložisek kluzných z důvodu, že valivá ložiska nejsou tolik náročná na mazání. Důvodem, proč se používají nedělené oka ojnic pro ojniční čep je, že valivá ložiska se sériově vyrábí jako celistvá, z důvodu složitosti a finanční náročnosti výroby. Dřík ojnice bývá nejčastěji eliptický nebo má tvar profilu I. U některých vysoce namáhaných sportovních závodních motorů bývá povrch dřívku ojnice leštěn. Pístní čep v malém oku ojnice bývá nejčastěji uložen jako plovoucí a v malém oku ojnice se vyskytuje nejčastěji jehlové ložisko. [5]



*Obr. 4 Ojnice dvoudobého zážehového motoru[4]*

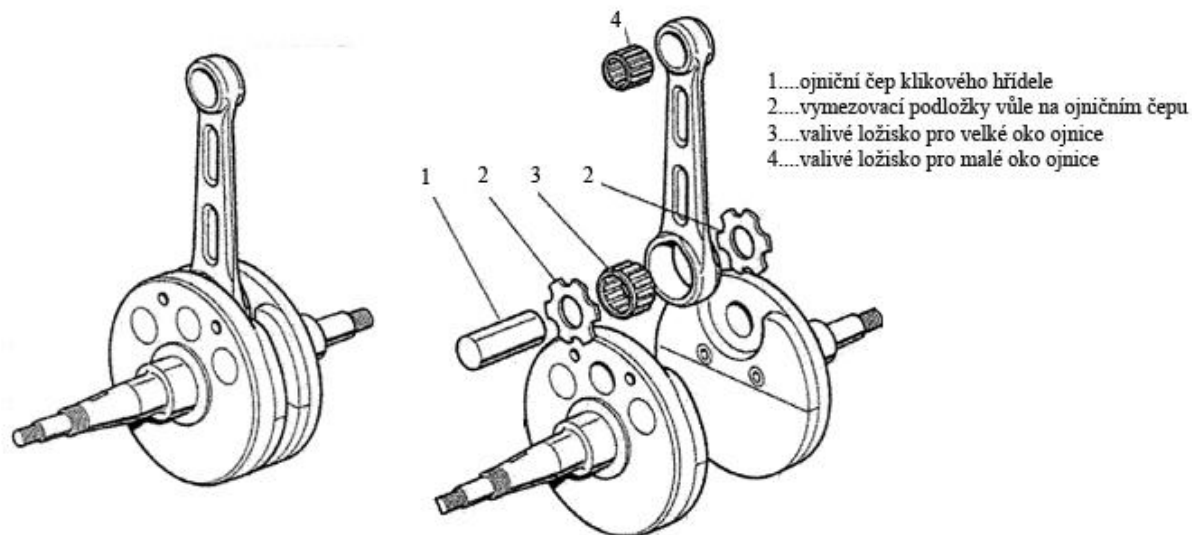
### 1.2.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Klikový hřídel pístového spalovacího motoru zabezpečuje spolu s ojnici kinematický převod přímočarého vratného pohybu na pohyb rotační. Klikový hřídel je zatěžován současným působením prostorové soustavy sil od tlaků plynů na píst a setrvačných sil. Silové účinky jsou časově proměnné, jak s hlediska velikosti, tak i směru nositelky sil vyvolávají v hřídeli pružné kmity, která jej namáhají na ohyb, krut, tah a tlak. V současných moderních dvoudobých motorech jsou klikové hřídele skládané a složení obou částí klikového hřídele se realizuje





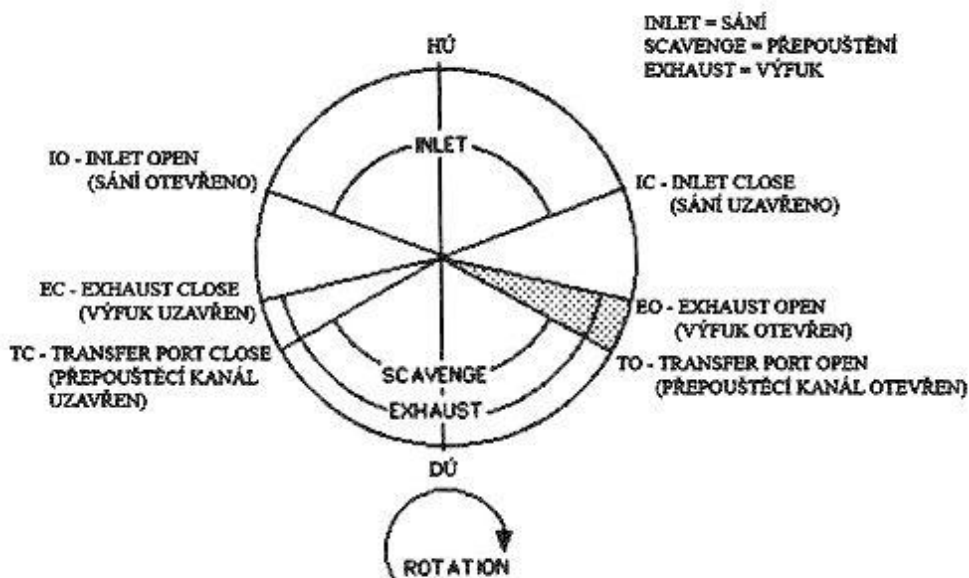
lisováním. Na ojnicním čepu, kterým jsou spojena ramena klikového hřídele, je na jehlovém ložisku uložena ojnice. Hlavní i ojnicní ložiska jsou valivá a jsou mazána olejovou mlhou. Hlavní čep je většinou vyroben s ramenem ojnice vcelku. [5]



Obr. 5 Klikový hřídel dvoudobého zážehového motoru [16]

### 1.3 VARIANTY ROZVODU SÁNÍ DVOUDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Funkcí rozvodu sání dvoudobého motoru je řízení okamžiku otevření a uzavření sacího kanálu pro vstup čerstvé směsi do klikové skříně motoru. Realizace rozvodu sání má podstatný vliv na výkonovou charakteristiku, ale i na hospodárnost motoru. V současných konstrukcích moderních dvoudobých motorů se používá převážně nesymetrického rozvodu sání. Časování rozvodu lze vyjádřit kruhovým rozvodovým diagramem, kde jsou vyznačeny začátky i konce otevření kanálů v závislosti na úhlovém pootočení klikového hřídele. [5]



Obr. 6 Symetrický rozvodový diagram dvoudobého motoru [3]



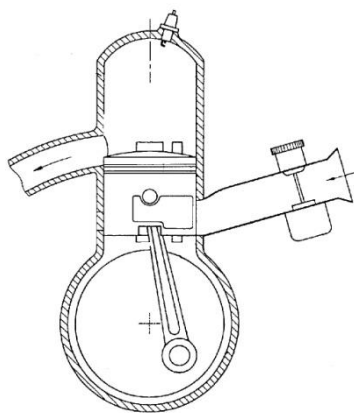


Při klasickém rozvodu pístem dostáváme u všech dvoudobých motorů s osovým klikovým mechanismem symetrický rozvodový diagram. Úhel plnění klikového prostoru vychází konstrukčně podstatně menší, než jaký by odpovídal průběhu tlaků, a obdobně celkový úhel výfuku musí být vždy větší, než je úhel přepouštění. Výfukový kanál se musí při pohybu pístu dolů bezpodmínečně dříve otevřít než přepouštěcí systém z důvodu, aby před plněním pracovního prostoru došlo nejprve k prudkému poklesu poměrně vysoké momentální hodnoty tlaku spálených a dohořívajících plynů ve válci. Při kompresním zdvihu pístu je ovšem pozdější uzavření výfukového kanálu než přepouštěcího nevýhodou, protože část čerstvé směsi může unikat přímo do výfuku. [5]

Uvedené nevýhody symetrického rozvodu odstraňují speciální konstrukce motorů, které poskytují nesymetrický rozvod. Rozlišujeme několik variant rozvodů sání.

### 1.3.1 ROZVOD SÁNÍ PÍSTEM

Jedná se o nejjednodušší rozvod sání, který je charakterizován ztrátou čerstvé směsi únikem do výfuku. Rozvod sání je realizován spodní hranou pístu na straně sacího kanálu ve válci. Jedná se o symetrický rozvod vzhledem k horní úvrati, protože úhel otevření sání je pevně svázán parametry klikového mechanismu s úhlem pootočení klikového hřídele. Při pohybu pístu z dolní úvrati k horní dochází ke zvětšování objemu v prostoru pod pístem. Dochází ke vzniku podtlaku a po odkrytí sacího kanálu spodní hranou pístu začne do klikové skříně proudit čerstvá směs. Nevýhodou je pak nízká objemová účinnost mimo otáčkové spektrum navrhovaného režimu a vznik výrazných pulsací v sacím potrubí při vyšším zatížení a nízkých otáčkách motoru, což má za následek ovlivňování dynamických dějů v sacím potrubí. Tyto pulsace v závislosti na otáčkovém režimu mohou vyvolat kromě úniku směsi z karburátoru do sacího traktu také přílišné obohacení směsi palivem, což má vliv na hospodárnost chodu motoru. Příčinou vzniklých pulzací je stále otevřený kanál za horní úvrati, kde dochází k pohybu pístu směrem k dolní úvrati a tím ke zmenšení objemu v prostoru pod ním, což způsobí zpětné proudění směsi, které ovlivňuje dynamické děje v sacím traktu. Mezi další nevýhody lze zařadit vytloukání spodní hrany sacího otvoru i řídící hrany pístu, což je způsobeno nadměrnou šířkou sacího kanálu. Vytloukání zmíněných hran lze eliminovat vytvořením přepážky v sacím otvoru nebo vyosením pístního čepu směrem od sacího kanálu. Rozvodový diagram rozvodu sání pístem je znázorněn na obr. 6. [11]

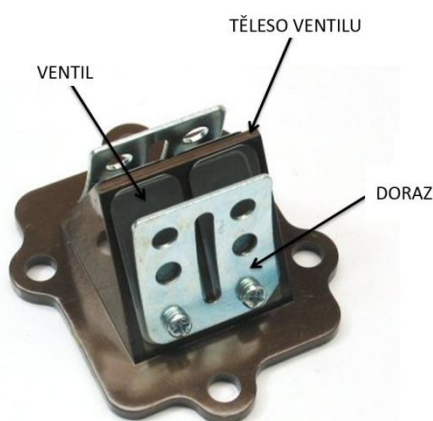


Obr. 7 Rozvod sání pístem [6]



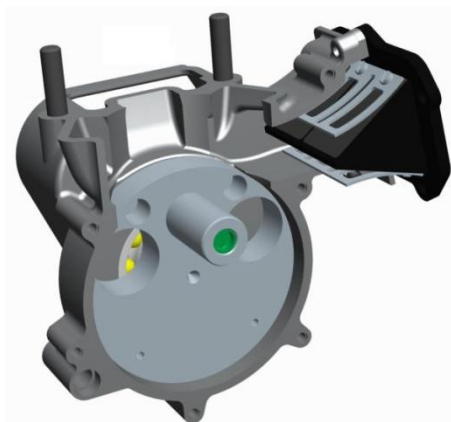
### 1.3.2 ROZVOD SÁNÍ JAZÝČKOVÝM VENTILEM

Rozvod sání jazýčkovým ventilem je u současných moderních dvoudobých motorů nejpoužívanějším typem nesymetrického rozvodu. Funkce činnosti jazýčkového ventilu je samočinná v závislosti na podtlaku v klikové skříní, otáčkách motoru, zatížení motoru vlivem změny tlakových spádů mezi sáním a klikovou skříní. Jazýčkový ventil se skládá z tělesa ventilu střešovitého tvaru, který je zhotoven z hliníkové slitiny s navulkanizovanou vrstvou pryže v místě dosednutí jazýčků na sedlo ventilu, sloužící jako těsnění. Jazýčky jsou zhotoveny nejčastěji ze syntetických materiálů jako např. kevlar nebo z nerezavějících ocelových plechů. Další součásti tohoto ventilu je doraz sloužící k minimalizaci únavového namáhání materiálu v místě uchycení jazýčku a nedovoluje větší otevření jazýčku, které by při dosednutí vyvolalo rozkmitání. [11]



Obr. 8 Jazýčkový ventil[7]

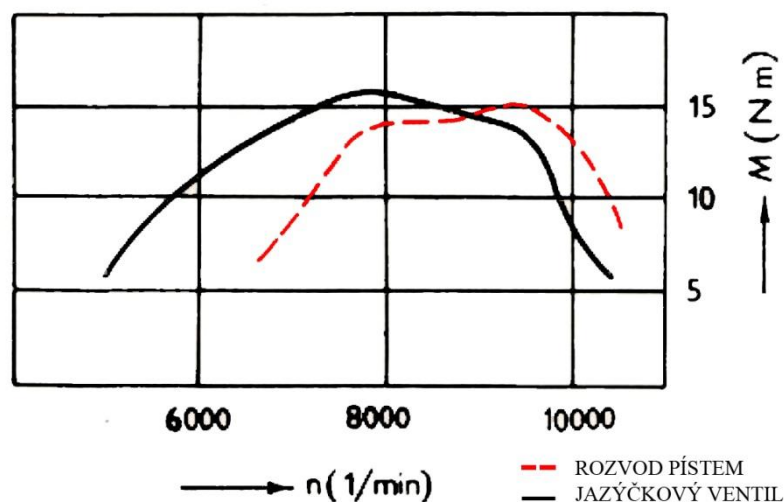
Hlavním přínosem je dokonalejší vypláchnutí i účinnější plnění. Přítomnost jazýčkového ventilu zabraňuje vzniku pulsací v sacím kanálu a zpětnému unikání směsi do sacího potrubí. Výhodou tohoto řešení je možnost libovolného umístění karburátoru u klikové skříně, což umožňuje větší variabilitu při návrhu vyplachovacího systému motoru. Hlavní nevýhodou jsou ztráty v proudění směsi při vysokých otáčkách, kdy dochází ke vzniku tření mezi proudem směsi a tělesem membrány. [5]



Obr. 9 Umístění jazýčkového ventilu v sacím kanále [9]



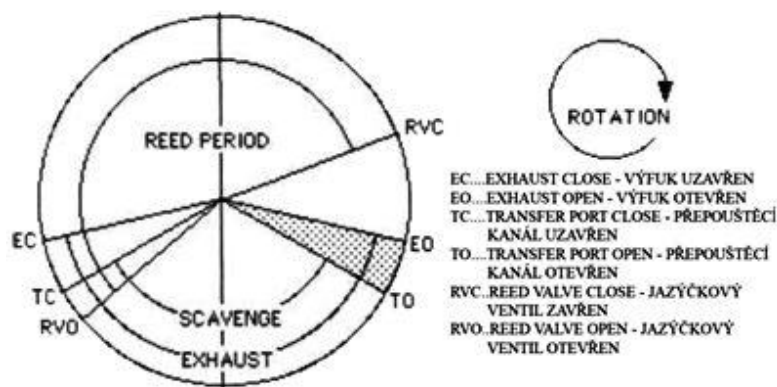
Vlivem plynulých změn okamžiku otevření a uzavření sání se zlepšuje průběh točivého momentu především v nízkých a středních otáčkách motoru. V nejvyšších otáčkách se maximální hodnoty výkonu motoru většinou nezměňují. Někdy dochází naopak i k poklesu výkonové špičky motoru vzhledem k setrvačným silám kmitajících jazýčků a k nedokonalé funkci jazýčkového ventilu v tomto rozmezí otáček. Jazýčkový ventil dostatečně netěsní a dochází k poklesu výkonu vlivem zhoršení plnicí účinnosti.



Obr. 10 Graf závislosti točivého momentu na otáčkách motoru[5]

Graf na obr. 10 vyjadřuje srovnání momentové charakteristiky dvoudobého motoru při dvou variantách rozvodu sání. Jedná se o rozvod pístem a rozvod jazýčkovým ventilem. Ze srovnání vyplývá, že motor vybavený jazýčkovým ventilem je pružnější, protože má hodnotu maximálního točivého momentu v nižších otáčkách. Současnou tendencí je snaha o dosažení vysokých výkonových parametrů z lehkého kompaktního motoru, proto současné závodní sportovní motory mají nepříznivou, nepružnou charakteristiku. Peak výkonové charakteristiky leží ve vysokých otáčkách motoru, což může zapříčinit nepříznivý průběh výkonové charakteristiky motoru v nízkých či středních otáčkách motoru, proto by měla být oblast vysokého výkonu v co nejširším rozmezí otáček.

Na obr. 10 je znázorněn nesymetrický rozvod sání dosažený jazýčkovým ventilem. U nesymetrického rozvodu je odstraněna hlavní nevýhoda symetrického rozvodu, tzn. výfukový kanál je uzavřen dříve, než dochází k uzavření přepouštěcího kanálu, což znamená zamezení úniku čerstvé směsi do výfukového kanálu. Změna je také u sání, které je nesymetrické a umožňuje dřívejší otevření před dosažením horní úvratě a tím se docílí většího časového intervalu určeného pro sání čerstvé směsi.

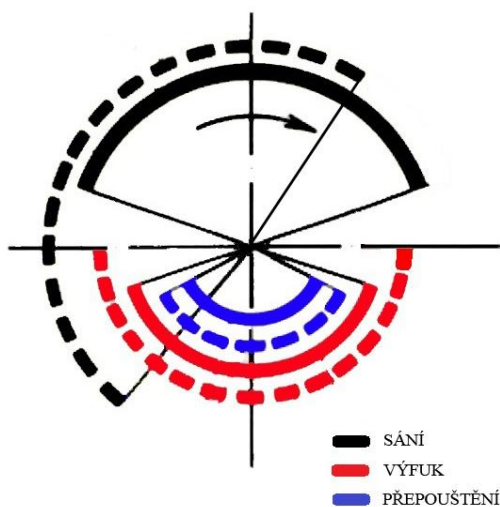


Obr. 11 Nesymetrický rozvodový diagram - jazýčkový ventil [3]

### 1.3.3 ROZVOD SÁNÍ ROTAČNÍM ŠOUPÁTKEM

V šedesátých letech minulého století předčily dvoudobé motocyklové motory svým měrným výkonem klasické čtyřdobé stroje a zvýšila se poptávka o špičkové dražší typy dvoudobých motorů především pro motoristický sport. Rozvod rotačním šoupátkem je jedním z bezpečných variant, jak dosáhnout zvýšení měrného výkonu, ale za ceny zhoršení jednoduchosti konstrukce motoru.

Přínosem šoupátka nespočívá jen ve zvětšení celkového úhlu otevření sání, ale hlavně v jeho poloze otevření a uzavření sacího kanálu. Největší rozdíl je v okamžiku otevření sání, který u rozvodu pístem leží vždy až v druhé polovině pohybu pístu z dolní do horní úvrati. Otevření sání u rotačního šoupátka se může volit hned v počátku zdvihu pístu a převážná část pohybu tohoto zdvihu pístu se využije pro intenzivní plnění klikového prostoru. Rotační šoupátko disponuje možností delší doby otevření plného sacího průřezu oproti rozvodu pístem, kdy tento stav nastává pouze tehdy, kdy píst dosáhne horní úvrati. Vhodným tvarováním rotačního šoupátka lze změnit uzavření sacího kanálu ihned za horní úvrati, čímž se minimalizují nežádoucí zpětné pulzace v sacím traktu. [5]



Obr. 12 Porovnání rozvodových diagramů rozvodu pístem (plná čára) s šoupátkovým rozvodem (čárkovaná čára)[5]

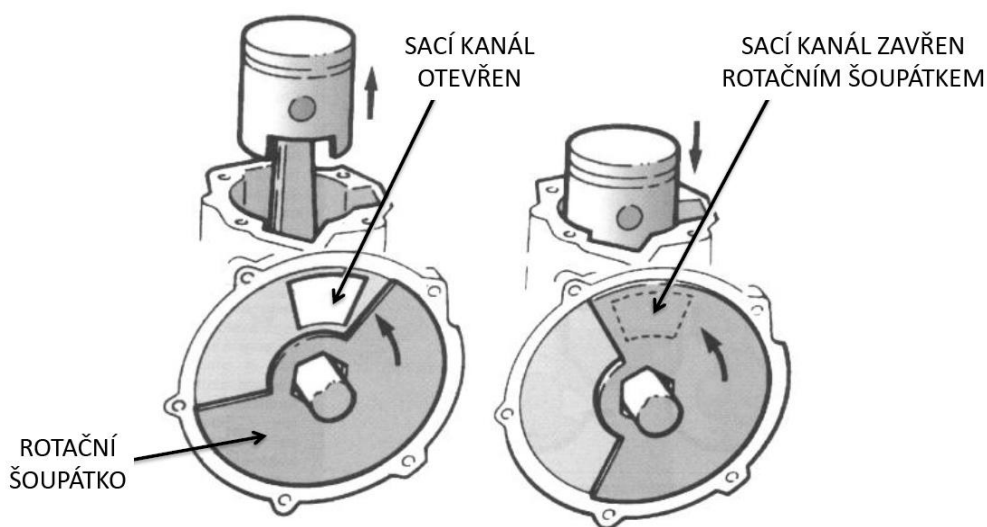


Rotační šoupátko se nejčastěji používá u motorů s velkými provozními otáčkami, u kterých se požaduje co nejkratší doba od začátku otevírání kanálu do otevření jeho plného průřezu. Nejčastěji je rotační šoupátko nasazeno na klikovém hřídeli a otáčí se buď vedle ramena klikového hřídele, nebo v samostatném prostoru.

Z konstrukčního hlediska se jedná o tenkostěnný excentrický kotouč, který je vyroben z pružného tvrdého ocelového plechu, karbonu, či jiných materiálů, které vykazují požadující otěruvzdornost. Vždy je nutné brát ohled na kombinaci zvolených materiálů šoupátka – komora z důvodu, aby nedocházelo k rychlému opotřebování, zahřívání a poklesům výkonu vlivem třecích ztrát. Z důvodu excentrického tvaru rotujícího šoupátka je snaha o minimalizaci hmotnosti, aby se předcházelo vzniku velkých odstředivých sil při vysokých otáčkách motoru. [11]

Mazání šoupátka je zajištěno příměsí oleje v palivu. Pokud je u konstrukce oddělené mazání, pak je u šoupátka umístěn samostatný přívod oleje. Vlastní těsnění rotačního šoupátka je dosaženo rozdílem tlaku v klikové skříni a v sacím kanálu před šoupátkem. Při sání je sací kanál otevřen a šoupátko běží zcela volně mezi stěnami skříně. V okamžiku, kdy výřez šoupátka přeběhne přes sací kanál a ten se postupně uzavře, nastává vlivem pohybu pístem dolů v klikové skříni přetlak, který způsobí přitlačení šoupátka k vnější těsnicí stěně skříně v místě sacího kanálu. [5]

Rotační šoupátko bývá axiálně posuvně uloženo v drážkách nebo v jemném drážkování klikového hřídele. Tato varianta uložení přináší výhodu, která spočívá ve snadné výměně rotačního šoupátka, čímž se dá docílit změny průběhu točivého momentu a výkonu motoru. Nevýhodou uložení šoupátka na straně klikového hřídele je umístění karburátoru na boku motoru, kdy zejména u dvouválcových a víceválcových motorů narůstá šířka motoru a s tím i komplikace se zástavbou do rámu. Výhodou rotačního šoupátka je přítomnost krátkého sacího kanálu o dostatečně velkém průřezu s minimálními ztrátami proudění vzhledem k jazýčkovému ventilu, u kterého se v sání i při úplném otevření vyskytuje překážka ve formě tělesa ventilu. Rotační šoupátko bylo populární především u závodních motocyklů. [5]



Obr. 13 Rotační šoupátko [18]

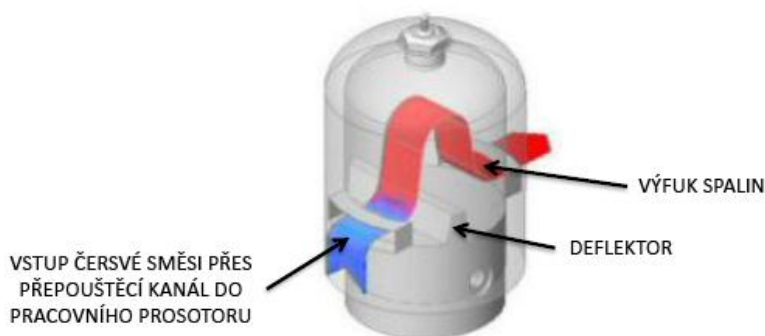


## 1.4 ZPŮSOBY VYPLACHOVÁNÍ VÁLCE MOTORU

Vyplachování je nejdůležitější částí celého oběhu dvoudobého motoru, protože zásadně ovlivňuje výkonové i ekonomické parametry motoru. Realizace výměny náplně ve válci je řízena výhradně horní hranou pístu a kanály v stěně válce. Přepouštěcími kanály přichází směs z klikového prostoru do pracovního prostoru ve válci. Počet a tvar přepouštěcích kanálů závisí na použitém systému vyplachování válce motoru. V průběhu vývoje dvoudobého motoru se objevily různé konstrukční varianty zaměřených na změnu ze symetrického rozvodu přepouštění a výfuku na nesymetrický. S tím byly spojeny obrovské konstrukční problémy, které znamenaly více negativ než pozitiv. Z tohoto důvodu se zůstalo u symetrického rozvodu. Díky symetrickému rozvodu dochází k úniku čerstvé směsi do výfukového kanálu a tím dochází ke snížení plnicí účinnosti motoru. Únik čerstvé směsi do výfuku vychází z principu oběhu dvoudobého motoru, kde nutnou podmínkou je snížení tlaku ve válci motoru, a to vše před otevřením přepouštěcích kanálů horní hranou pístu. Snížení tlaku ve válci se docílí dřívějším otevřením výfukového kanálu. [5], [11]

### 1.4.1 PŘÍČNÉ VYPLACHOVÁNÍ

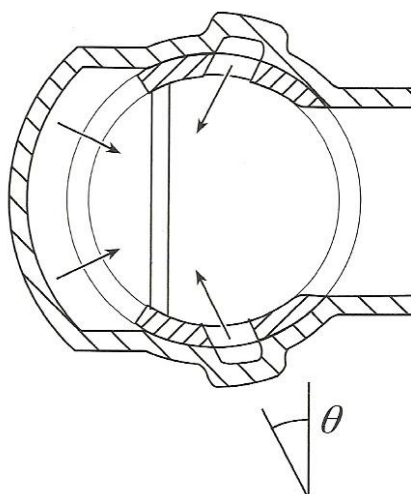
Tento způsob vyplachování válce byl použit u prvních dvoudobých motorů před druhou světovou válkou. Proud směsi procházel přepouštěcími kanály ústícími naproti výfukovému kanálu. Základem správné účinnosti příčného vyplachování je píst s deflektorem na dně pístu, který slouží k usměrnění proudu směsi ve válci motoru. Deflektorem je směs usměrňována kolem přilehlé stěny válce a dále postupuje spalovacím prostorem na protilehlou stranu válce k výfukovému kanálu. Vlivem vzniku zkratových proudů, docházelo k úniku čerstvé směsi do výfukového kanálu i přes hranu deflektoru. [12]



Obr. 14 Příčné vyplachování [14]

Příčné vyplachování bylo postupně vylepšeno přidáním dodatečných přepouštěcích kanálů. Jednalo se o dva přepouštěcí kanály malého průřezu, které si nechal patentovat konstruktér Perry v roce 1975. Dodatečnými přepouštěcími kanály se docílilo menšího navýšení výkonu a točivého momentu, zlepšení chlazení a snížení spotřeby paliva. Tato konstrukce byla podobná systému Ing. Dr. Schnürleho, ale měla poměrně malé hlavní přepouštěcí kanály a velký pomocný přepouštěcí kanál, v jehož cestě stál deflektor. Díky deflektoru se zvýšila hmotnost pístu. S tím souvisí nárůst hodnot setrvačných sil, posuv těžiště pístu mimo osu válce. Další nevýhodou deflektoru je zhoršení tvaru spalovacího prostoru z hlediska vzniku detonačního hoření. Z důvodu těchto nevýhod se od tohoto způsobu vyplachování motoru upustilo. [5]

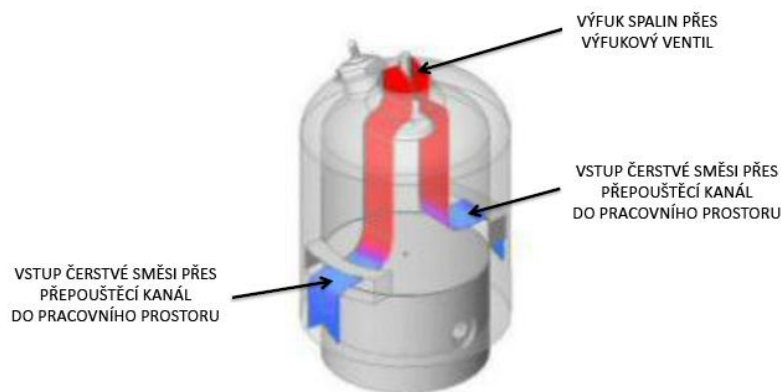




Obr. 15 Perryho přepouštěcí kanály[3]

#### 1.4.2 SOUPROUDÉ VYPLACHOVÁNÍ

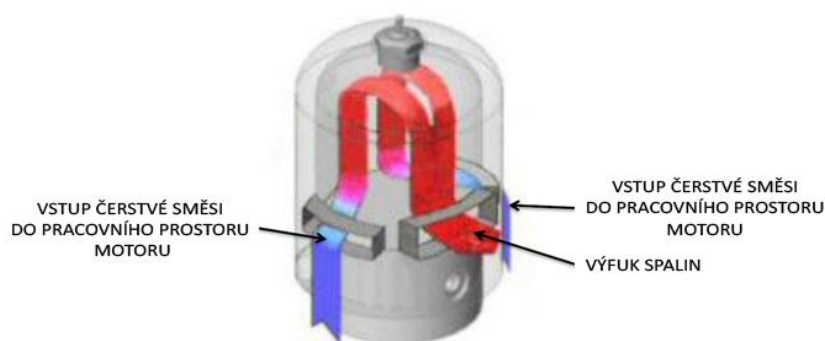
Souproudé vyplachování je z hlediska mísení čerstvé směsi se spaliny nejdokonalejší. U souproudého vyplachování je směr proudu čerstvé směsi a spalin totožný. Tento druh vyplachování se používal především u dvouválcových motocyklů, kde prošel řadou konstrukčních úprav. Díky své konstrukční náročnosti se u současných motocyklů nevyužívá. V současnosti můžeme tento druh vyplachování nalézt u dvoudobých vznětových motorů s výfukovými ventily, sloužící jako pohon velkých nákladních lodí.



Obr. 16 Souproudé vyplachování [14]

#### 1.4.3 VRATNÉ VYPLACHOVÁNÍ

Vratné vyplachování je v současnosti nejdokonalejší z hlediska výplachu válce motoru od spalin a naplnění válce motoru čerstvou směsí. Vratné vyplachování je charakteristické minimálními ztrátami, způsobené odchodem čerstvé směsi do výfukového kanálu. Jedná se o systém vyplachování s plochým či mírně vypouklým pístem, čímž je dosažen kompaktní spalovací prostor v hlavě válce. Přepouštěná směs se usměrňuje horním vyústěním kanálu podle dna pístu na zadní protilehlou stěnu pracovního prostoru, proudy směsi se zvedají podél této stěny až ke spalovacímu prostoru v hlavě válce, kde se obrací směs proudících plynů směrem dolů k výfukovému kanálu. [5]



Obr. 17 Vratné vyplachování[14]

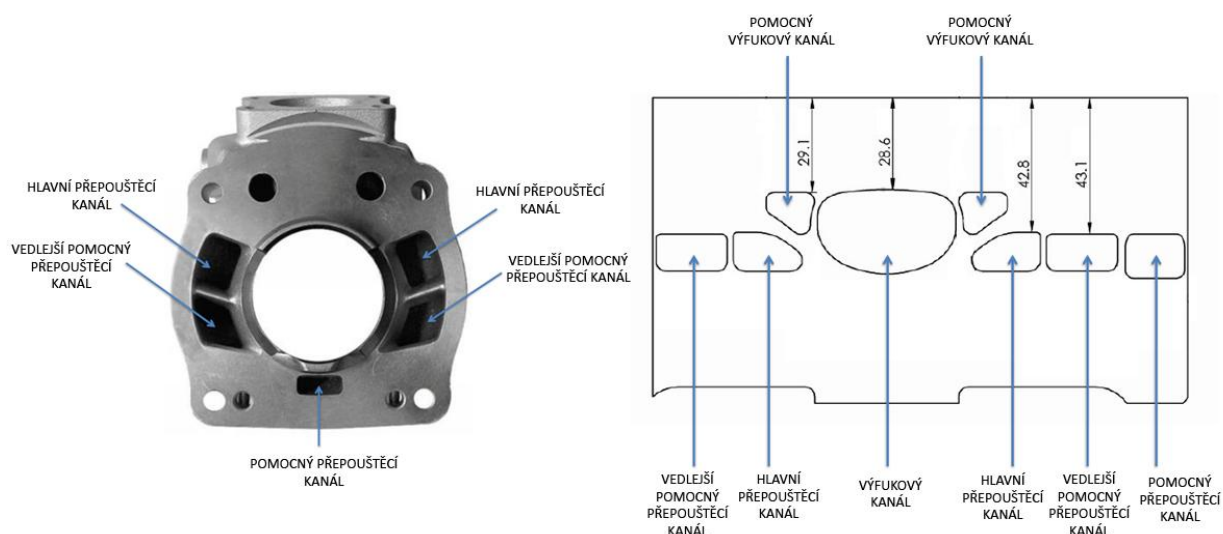
Okamžik otevření okének přepouštěcích kanálů závisí na výšce jejich horních hran a na horní hraně pístu. Různá modifikace přepouštěcích kanálů, za účelem prodloužení doby přepouštění, se dosahuje rozšířením výšky přepouštěcích kanálů. Důležitým faktorem je také symetrie přepouštěcích kanálů pro účinné vypláchnutí válce motoru a jejich naladění přesně proti sobě tak, aby nedocházelo k únikům čerstvé směsi přímo do výfukového kanálu vlivem rozvíření čerstvé směsi. Na účinnosti přepouštění i vyplachování má vliv tvar průřezu přepouštěcích kanálů. Není úplně žádoucí, aby průřez byl maximální a to z důvodu, že se zvětšujícím se průřezem roste objem přepouštěcích kanálů, ale zároveň se zvětšuje i celkový objem klikové skříně a tím dochází ke snížení rychlosti proudění směsi, která je významná pro uskutečnění vratného vyplachování. Z tohoto důvodu se navrhuje tvary přepouštěcích kanálů s minimálním aerodynamickým odporem v dolní části a plynulým zvětšováním rychlosti proudění směsi až k vyústění kanálů do válce. [5]

V šedesátých letech minulého století došlo ke změně vývoje přepouštěcího systému zavedením třetího pomocného přepouštěcího kanálu v zadní stěně válce. Pomocný přepouštěcí kanál má menší průřez než dva hlavní přepouštěcí kanály a jeho vyústění směřuje směrem k hlavě válce pod určitým úhlem a ne rovnoběžně se dnem pístu, jako u hlavních přepouštěcích kanálů. Jeho funkcí je usměrnění zápalné směsi z hlavních přepouštěcích kanálů směrem k hlavě válce a urychlení celého procesu vypláchnutí. Z konstrukčního hlediska pomocného přepouštěcího kanálu byly 2 varianty. [5]

První varianta spočívala v konstrukci krátkého pomocného kanálu, kde směs proudila okénkem v pístu. Krátký kanál má vliv na zlepšení účinnosti vyplachování, ale také i na chlazení pístu vlivem proudící směsi okénkem v pístu. Nevýhodou této varianty je zhoršení celkové pevnosti a tuhosti pístu. [5]

Druhá varianta spočívala v dlouhém pomocném přepouštěcím kanálu. Výhodou této varianty je neporušení pláště pístu a možnost lepšího usměrnění proudu směsi v dlouhém kanále. Nevýhodou je nízká účinnost. [5]





Obr. 18 Schéma a uspořádání přepouštěcích kanálů motokárového motoru MARANELLO MK11

Na obr. 18 je zobrazen systém přepouštěcích kanálů dvoudobého motoru včetně hlavních a vedlejších pomocných přepouštěcích kanálů. Jak už jsem zmínil dříve, velký vliv na systém vyplachování mají průřezy hlavních ale i pomocných kanálů. Důležitá je i jejich vzájemná poloha okének těchto přepouštěcích kanálů. V praxi se osvědčila konstrukční varianta, kdy horní hrany okének pomocných přepouštěcích kanálů jsou o malou hodnotu posunuty výše vzhledem k hlavním přepouštěcím kanálům. Je to dáno tím, že dříve proudící slabý proud z pomocného přepouštěcího kanálu může účinněji usměrňovat dva hlavní přepouštěcí proudy na samém začátku přepouštění.

## 1.5 ROZVOD VÝFUKU DVOUDOBÉHO MOTORU

Hlavní funkcí výfukového kanálu je odvedení maximálního množství spalín z pracovního prostoru válce za současného minimálního úniku čerstvé směsi do výfuku. K časování rozvodu výhradně složí horní hrana pístu a horní hrana okénka výfukového kanálu. Z důvodu zabezpečení poklusu tlaku v pracovním prostoru ihned při počátečním otevření výfukového okénka je horní část výfukového okénka co nejširší. Na druhou stranu s velkou šířkou výfukového kanálu se může projevit problém s přebíháním pístního kroužku přes tento kanál. Při přeběhu má pístní kroužek tendenci propružit do výfukového okénka a následně dochází k naražení pístního kroužku o hranu okénka, což může vést k závažnému poškození motoru. Z tohoto důvodu je snaha kompenzovat šířku výfukového kanálu. Druhou variantou je rozdělení výfukového kanálu přepážkou na dva výfukové kanály. Hlavní nevýhoda této varianty je malá tuhost a přepážka je poměrně silně tepelně namáhána. Za provozu se vlivem teplotné roztažnosti deformuje, což může vést v krajní situaci až k zadření motoru pokud dojde k deformaci směrem do válce motoru. [5]



*Obr. 19 Výfukový kanál s přepážkou[19]*

Časování výfukového kanálu má výrazný vliv na výkonnostní parametry motoru. S jeho navýšením a současným použitím rezonančního výfukového systému dochází k nárůstu výkonu na úkor průběhu točivého momentu. Zhoršení průběhu točivého momentu v nižších a středních otáčkách a frekvenční naladění výfukového systému pro otáčky maximálního výkonu snižuje rozsah spektra využitelných otáček motoru. Z tohoto důvodu moderní dvoudobé motory musí reagovat na změnu otáček frekvenčním přeladěním výfukového systému. [11]

Účinným řešením je změna časování rozvodu výfukového kanálu regulací horní hrany výfukového kanálu aplikací výfukové přívěry nebo rezonančního rozladění výfukového systému s cíleným ovlivňováním pulzování výfukového proudu. Dalším možným řešením je vhodná konstrukční úprava změny délky výfukového rezonátoru.

### **1.5.1 VÝFUKOVÁ PŘÍVĚRA**

Výfuková přívěra slouží ke změně časování výfukového kanálu v závislosti na otáčkách motoru. Změny časování se docílí změnou polohy horní hrany okna výfukového kanálu.

Je-li horní hrana okna výfukového kanálu příliš nízká vzhledem k dolní úvratí, tak doba otevření výfukového kanálu je poměrně krátká, což je výhodné pro dosažení dobrého výkonu v nízkých otáčkách motoru. Krátká doba otevření je nepříznivá pro vysoké otáčky motoru, kdy tato doba je nedostatečná z důvodu velké rychlosti pístu. Při vysokých otáčkách z tohoto důvodu klesá výkon a točivý moment. [20]

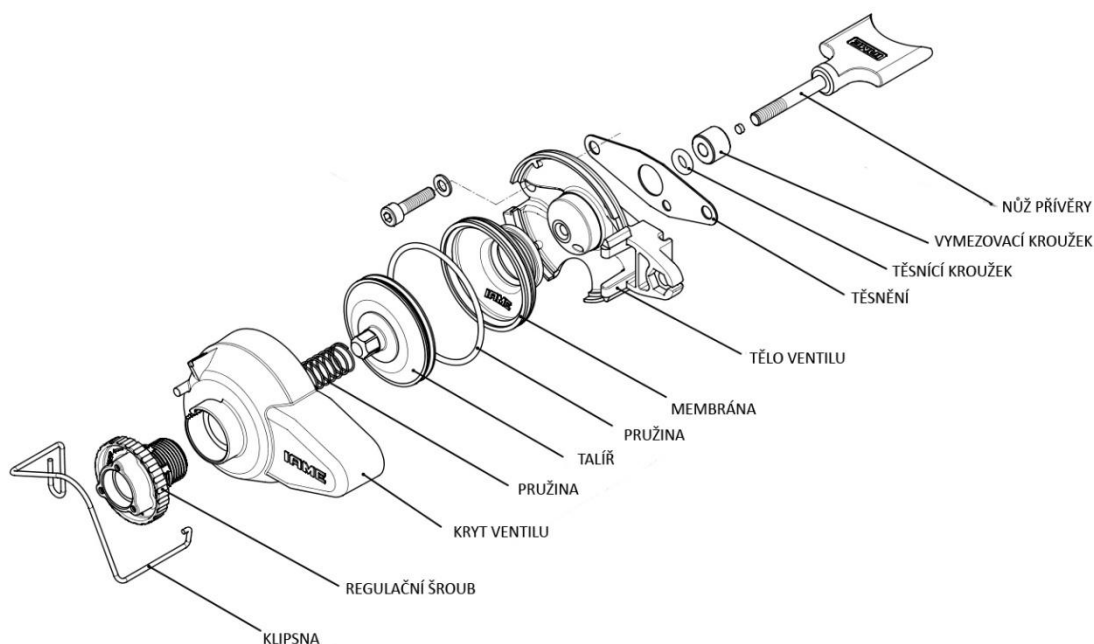
Naopak pokud je horní hrana okna výfukového kanálu posunuta výše vzhledem k dolní úvratí, tak dochází k opačnému efektu. Při vysokých otáčkách motoru bude doba otevření dostatečná pro dosažení maximálního výkonu. Naopak v nízkých otáčkách motoru z důvodu dlouhého otevření výfukového kanálu dojde k úniku velké části čerstvé směsi do výfukového kanálu a s tím pokles výkonu a nárůst spotřeby paliva. [20]

Tento nedostatek odstranila výfuková přívěra, kdy při nízkých otáčkách motoru snižuje horní hranu okna výfukového kanálu jeho přivřením a naopak při vysokých otáčkách posouvá tuto hranu výše až do plného otevření okna výfukového kanálu pro maximální výkon a průtok plynů z válce. Hlavním přínosem výfukových přívěr je zlepšení průběhu výkonu a krouticího momentu v nízkých a středních otáčkách motoru a zabránění unikání čerstvé směsi do



výfukového kanálu. Jedná se ve většině případů o pohyblivé posuvné, výkyvné nebo válcové šoupátko. Výfukové přívěry jsou nejčastěji ovládány pneumaticky nebo elektromagneticky. [20]

Pneumatická výfuková přívěra funguje na základě změny tlaků výfukových plynů, který se postupně zvyšuje s rostoucími otáčkami motoru. Součástí této přívěry je kanálek malého průměru, jehož prostřednictvím se dostává informace o velikosti tlaku plynu k membráně, která při zvýšení tlaku nůž přívěry vytáhne a docílí se změna polohy horní hrany okna výfukového kanálu. Moment otevření výfukové přívěry lze regulovat nastavením předpětí pružiny uvnitř přívěry. [20]



Obr. 20 Pneumatická výfuková přívěra [15]

Další typ výfukové přívěry je řízen elektromagnetickým solenoidem na základě impulzů řídicí jednotky v závislosti na aktuálních otáčkách motoru. Pokud řídicí jednotka vyhodnotí podle otáček motoru nutnost otevření přívěry, tak vyšle do solenoidu napětí a výfuková přívěra se otevře. Pro uzavření výfukové přívěry řídicí jednotka přeruší dodávku proudu do solenoidu a vratná pružina vrátí nůž přívěry do výchozí polohy. [20]

### 1.5.2 FREKVENČNÍ PŘELADĚNÍ VÝFUKOVÉ SOUSTAVY

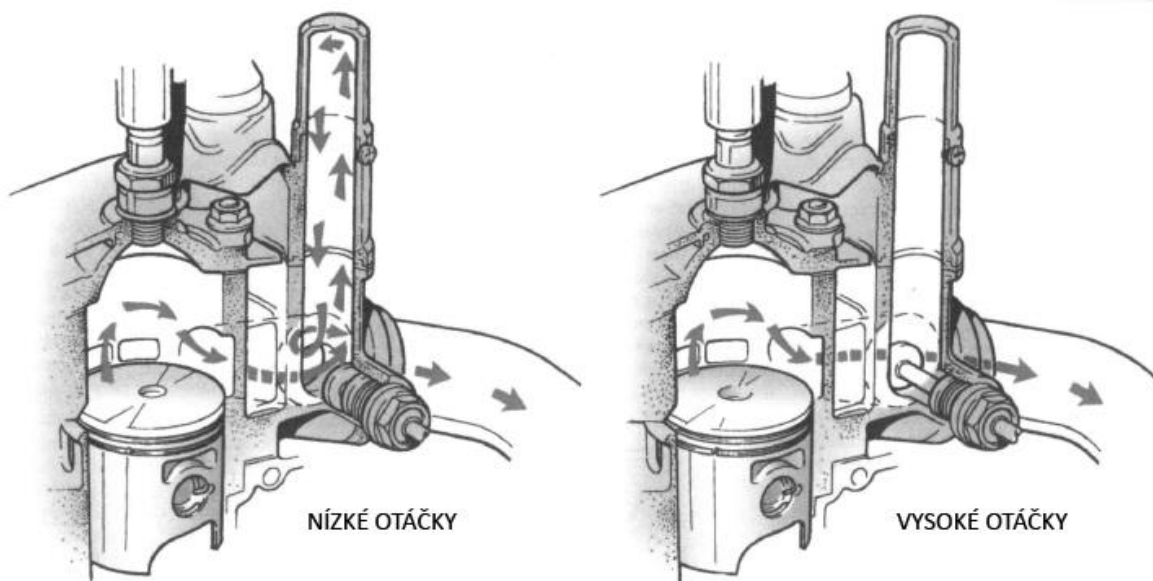
Frekvenční přeladění výfukové soustavy spočívá ve změně periody odražené tlakové vlny. Změna periody se docílí změnou objemu výfukové soustavy připojením oddělené rezonanční komůrky s regulací podle aktuálních otáček motoru. Při nízkých otáčkách, rezonanční komora je plně otevřena a dochází k navýšení celkového objemu výfukové soustavy. V případě, že by nedošlo k navýšení tohoto objemu při nízkých otáčkách a výfuková soustava by byla naladěna pro vysoké otáčky, tak by docházelo k jevu, kdy odražená tlaková vlna by dorazila zpět k válci příliš brzy a způsobila by přílišné zatlačení směsi do válce i s velkým obsahem spalín z předchozího cyklu. S rostoucími otáčkami se komůrka postupně uzavírá, objem této přidavné komory se zmenšuje a rytmus pulzování výfukového plynu se přizpůsobuje otáčkám motoru. Při vysokých otáčkách je rezonanční komůrka zcela uzavřena a motor pracuje jako



klasický dvoudobý motor naladěný na vysoké otáčky. Mezi hlavní výhody patří zvětšení spektra využitelných otáček, lepší průběh točivého momentu při nízkých a středních otáčkách. [21]

Existuje celá řada konstrukčních variant těchto regulačních systémů. Ve většině případů každý výrobce dvoudobých motorů má vlastní regulační systém např:

- Honda ATAC ( Automatic Torque Amplification Chamber)
- Suzuki SAEC (Suzuki Automatic Exhaust Chamber)
- Kawasaki KIPS (Kawasaki Integrated Power Valve System)
- Rotax RAVE (Rotax Advanced Variable Exhaust)



Obr. 21 Princip činnosti systému ATAC[18]



## 2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY ZADANÉHO MOTORU

Pro zpracování diplomové práce jsem si zapůjčil motor IAME PARILLA REEDSTER 125 KF1 od společnosti Macháč Motors s.r.o.



*Obr. 22 IAME PARILLA REEDSTER 125 KF1[28]*

Jedná se o jednoválcový dvoudobý závodní motokárový motor italského výrobce IAME s vnější přípravou směsi v karburátoru. Přenos točivého momentu zabezpečuje odstředivá třecí spojka bez dalšího převodového ústrojí. Rozvod sání je řízen jazýčkovým ventilem a součástí výfukového kanálu je pneumatická výfuková přívěra (Obr. 19). Vyplachování válce motoru je realizováno pěti přepouštěcími kanály (Obr. 17).

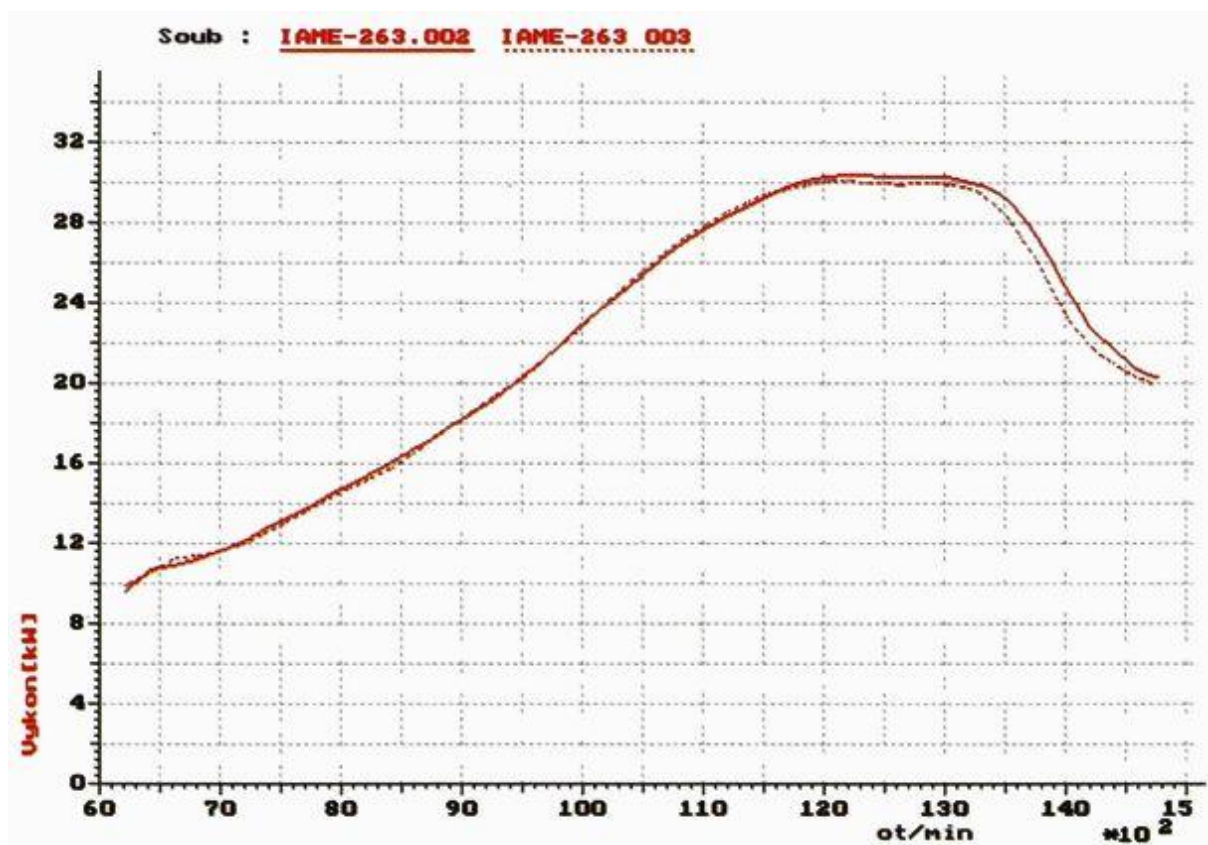
*Tab. 1 Základní parametry zadaného motoru*

ZDVIHOVÝ OBJEM	124,08 cm <sup>3</sup>
VRTÁNÍ	53,95 mm
ZDVIH	54,40 mm
MAXIMÁLNÍ VÝKON	30,8 kW/ 12 500 min <sup>-1</sup>
OBJEM KOMPRESNÍHO PROSTORU	9,0 cm <sup>3</sup>
KOMPRESNÍ POMĚR	14,78 : 1
CHLAZENÍ	kapalina

### 2.1 VÝKONOVÁ KŘIVKA MOTORU

Výkonová křivka motoru je jednou ze základních charakteristik motoru a je měřena při plném otevření škrticí klapky v karburátoru. U závodních motorů je výkonová charakteristika naladěna na maximální výkon při vysokých otáčkách motoru. Výkonovou křivku získáváme pouze experimentálním měřením. Nejběžnějším a nejrozšířenějším způsobem měření výkonu lze zařadit dynamickou zkoušku, při které je motor zatížen setrvačností válce a ostatních rotujících komponentů. Zkouška je realizována během akcelerace motoru.



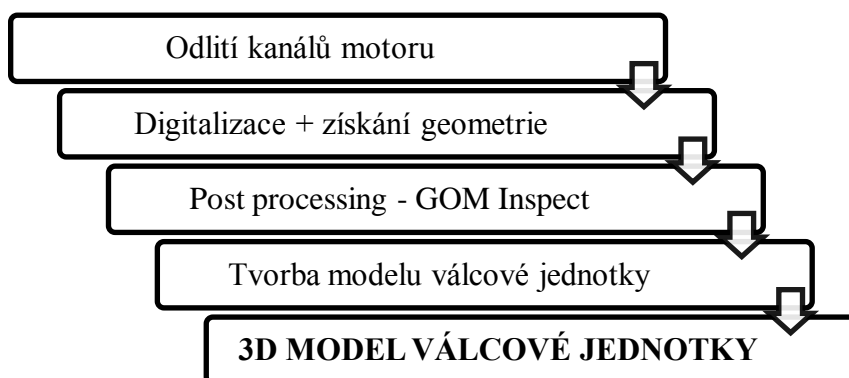


Obr. 23 Dynamická výkonová křivka zadaného motoru Parilla Reedster 125 KF1



### 3 TVORBA MODELŮ KANÁLŮ VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Prvotním krokem pro získání přesného modelu přepouštěcích kanálů včetně výfukového bylo odlití zmíněných kanálů a následně jejich digitalizace a určení základních rozměrů geometrie. Druhým krokem byla rekonstrukce modelu na základě vytvořených řezů a následné vytvoření CAD modelu kompletní válcové jednotky včetně všech kanálů, které se podílejí na výměně pracovního prostoru válce.



Obr. 24 Schéma postupu tvorby 3D modelu

#### 3.1 ODLITÍ JEDNOTLIVÝCH KANÁLŮ VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Jako materiál pro odlití byl zvolen LUKOPREN N1522, což je silikonový dvousložkový kaučuk, který po smíchání s katalyzátorem začne během několika hodin vulkanizovat v celé hmotě. Výsledkem je silikonová pryž, která neulpívá na povrchu odlévané součásti.

Nejdříve jsem povrch jednotlivých kanálů ošetřil silikonovým olejem z důvodu snadného vyjmutí odlitého kanálu z válce. Poté jsem zaplnil odlévány kanál Lukoprenem, nechal zvulkanizovat a cca po 24 hodinách jsem vyjmul jednotlivé kanály.



Obr. 25 Kanály zalité Lukoprenem

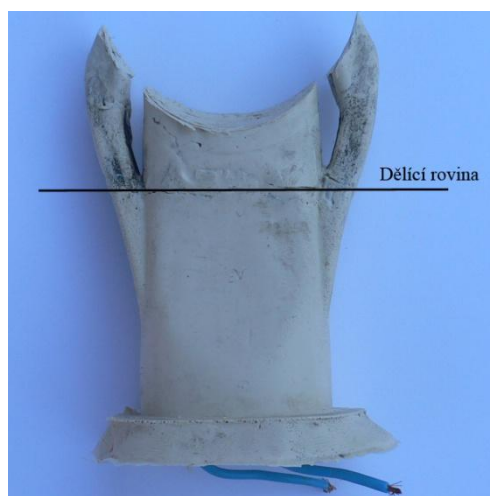


Obr. 26 Kanály po vyjmutí z válce

Jako nejproblematictější kanál se projevil kanál výfukový, který jsem musel rozdělit na dvě části oddělovací rovinou. Jako oddělovací element jsem použil plastickou folii. Při vyjmutí jsem nejdříve vytáhl vnější část kanálu směrem ven z válce a následně vnitřní část společně



s bočními pomocnými výfukovými kanály jsem vytlačil do válce. Následně po vyjmutí jsem vytvořil jediný objekt slepením jednotlivých částí.



Obr. 27 Výfukový kanál s dělicí rovinou

### 3.2 DIGITALIZACE KANÁLŮ

Pro převedení reálného objektu do digitální 3D podoby jsem použil 3D scanner Atos od výrobce GOM. Jedná se o bezdotykový optický 3D scanner, jehož snímání je realizováno na základě promítání pruhů světla (projektorem), které jsou následně snímány dvěma CCD kamerami. Nezbytnou součástí jsou tzv. referenční body, ze kterých tento systém získává prostorové souřadnice objektu. Automatické složení jednotlivých záběrů do jednoho celku je právě zajištěno pomocí těchto referenčních bodů, které mohou být umístěny na snímaném objektu nebo mimo něj.



Obr. 28 Snímání povrchu výfukového kanálu

Před zahájením snímáním se musí scanner kalibrovat předepsaným způsobem. První scann snímaného objektu by měl obsahovat co nejvíce referenčních bodů kvůli přesnosti a kvůli



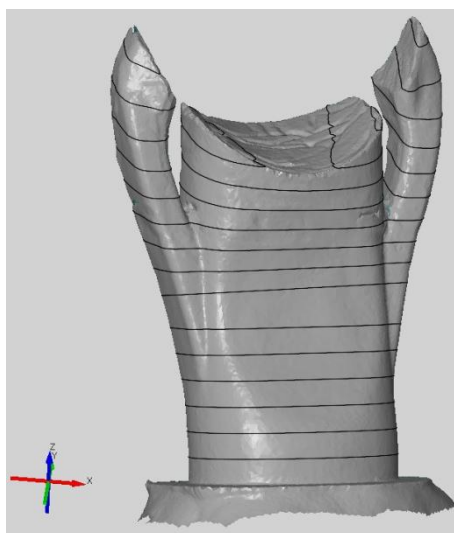


minimalizaci vzniku odchylky. Další scanny musí obsahovat nejméně 3 referenční body. Scannovaný objekt, z důvodu kontrastu, by měl být nastříkán bílou transparentní barvou a umístěn na černém podkladu.

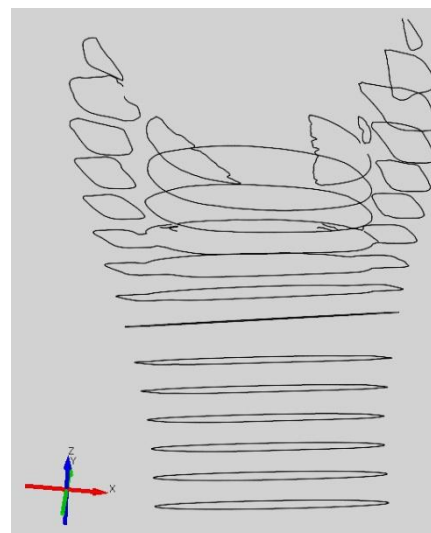


*Obr. 29 Kanály připravené pro skenování*

Následujícím rokem po naskenování jednotlivých kanálů je polygonizace. Polygonizací docílíme vyhlazení povrchu objektu a prakticky dojde k nahrazení naskenovaného objektu objemem definovaný sítí. Následně jsem vhodně zvolenými řezy rozdělil snímaný objekt, na základě kterých jsem vytvářel rekonstrukci jednotlivých povrchů v programu ProEngineer.



*Obr. 30 Naskenovaný povrch s řezy*

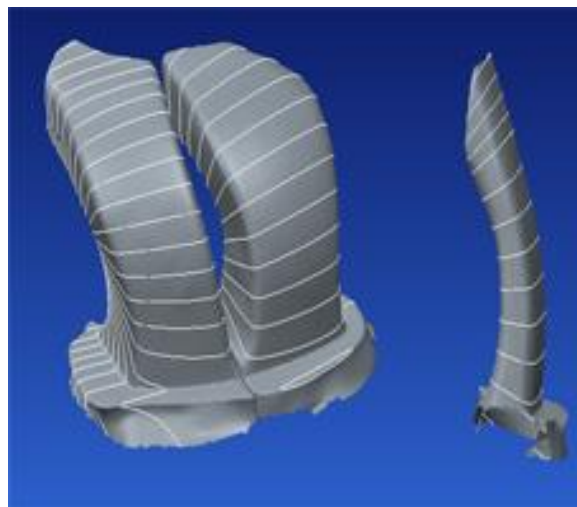


*Obr. 31 Samostatné řezy kanálem*

Stejným postupem jsem se řídil při skenování přepouštěcích kanálů válce. Pro přesné zjištění geometrie kompresního prostoru jsem naskenoval dodatečně hlavu válce.



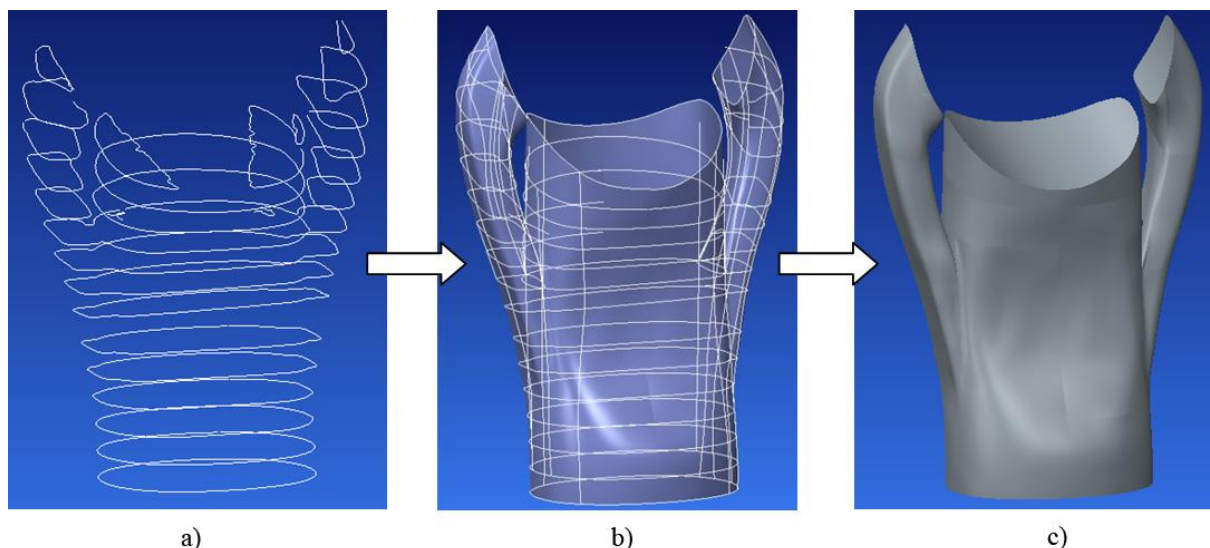
Obr. 32 Hlava připravená pro skenování



Obr. 33 Naskenovaný povrch přepouštěcích kanálů s řezy

### 3.3 TVORBA CAD MODELU VÁLCOVÉ JEDNOTKY

CAD model válcové jednotky jsem vytvořil na základě získaných referencí ze scanneru Atos a jejich dalších úprav. Prvotním krokem bylo načtení získané geometrie a řezů, což se jedná o klíčové reference, od kterých se odvíjí modelování jednotlivých kanálů. Na základě řezů jsem vytvořil hlavní řídicí křivky a následně pomocné křivky, které kopírují skutečný tvar kanálů. Na základě těchto křivek jsem postupně vyváběl plochy. Dalším krokem bylo nutné takto vzniklé plochy sjednotit a následně z nich vytvořit objemový model, který je nezbytný pro export do CFD programu. V mém případě jsem použil ke zpracování diplomové práce software STAR CCM+. Poslední krokem byl export modelu ve formátu step pro simulaci proudění válcovou jednotkou.

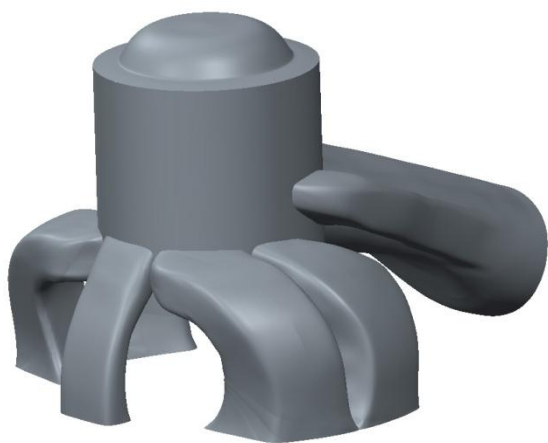


Obr. 34 Postup rekonstrukce výř. kanálu a) soustava řezů, b) vytvoření ploch, c) objemové těleso

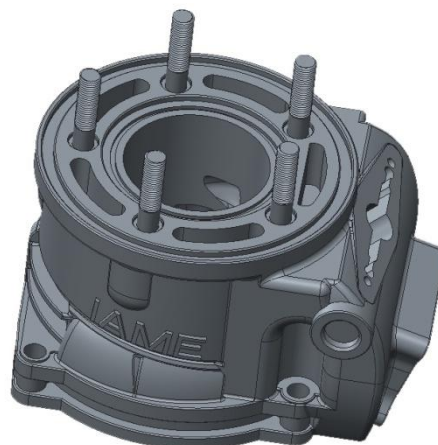
Předepsaným postupem jsem pokračoval i u dalších kanálů a hlavy válce.



Přesným změřením na reálném modelu jsem určil přesnou polohu jednotlivých kanálů vzhledem k horní hraně vložky válce a polohu všech kanálů vůči sobě navzájem. Na základě těchto hodnot jsem poté sestavil sestavu válcové jednotky se všemi kanály a spalovacím prostorem.



*Obr. 35 Válcová jednotka*



*Obr. 36 Válec motoru*



## 4 ZÁKLADNÍ PARAMETRY PROUDĚNÍ

Tato kapitola je určena základním charakteristikám proudění. Proudění v dvoudobém motoru přímo ovlivňuje výkonové i ekonomické parametry motoru. Důležitým parametrem je symetrie přepouštěcích kanálů a jejich nalazení přesně proti sobě z důvodu, aby nedocházelo k nežádoucímu rozvření směsi a následnému úniku čerstvé směsi do výfukového traktu.

### 4.1 DEFINICE PLYNŮ

Plyny jsou látky, které nemají stálý tvar ani objem a pohybují se v celém objemu. Zpravidla vyplňují celý prostor, který mají k dispozici. Vzájemná poloha částic vůči sobě je poměrně velká, z tohoto důvodu vzájemné silové působení částic je malé a umožňuje volný pohyb částic v prostoru. Plyny se vykazují dalšími vlastnostmi, jako je skutečnost, že plyny nemají volný povrch resp. hladinu, jsou stlačitelné a rychlost pohybu záleží na daném druhu prostředí. [22]

Dělení plynů:

- ideální plyny
- nedokonalé plyny
- skutečné (reálné) plyny

#### 4.1.1 IDEÁLNÍ PLYN

Ideální plyn je soustava hmotných dokonale elastických bodů, které mají nulový objem. Z toho vyplývá, že je dokonale stlačitelný až do nulového objemu a dokonale rozpínavý. Rozměry částic jsou zanedbatelné vůči vzdálenosti mezi nimi. Nepůsobí na sebe přitažlivými silami a jsou v neustálém neuspořádaném pohybu. Pro ideální plyn platí stavová rovnice [22]

$$pV = nRT, \quad (1)$$

kde  $p$  je absolutní tlak [ $Pa$ ],  $V$  objem plynu [ $m^3$ ],  $n$  počet částic plynů [-],  $R$  univerzální plynová konstanta [ $J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$ ],  $T$  termodynamická teplota [ $K$ ].

#### 4.1.2 NEDOKONALÝ PLYN

Nedokonalý plyn se řídí zákony ideálního plynu za atmosférických podmínek, ale nedisponuje konstantními fyzikálními vlastnostmi. V atmosférických podmínkách zde lze zařadit např. kyslík, dusík a jejich směs – vzduch.

#### 4.1.3 SKUTEČNÝ (REÁLNÝ) PLYN

Reálný plyn se neřídí přesně zákony pro ideální plyn. Vykazují od nich z chemické podstaty větší či menší odchylky. Molekuly mají určitý objem. Z těchto důvodů jsou nedokonalé stlačitelné. Reálný plyn nevykazuje konstantní fyzikální vlastnosti. Molekuly reálných plynů na sebe navzájem působí jak přitažlivými, tak odpudivými silami. Lze zde zařadit hlavně páry, především za vyšších tlaků. [22]

V mé práci jsem vycházel z vlastností ideálního plynu pro nastavení jednotlivých parametrů pracovní látky.



## 4.2 ZÁKLADNÍ STAVOVÉ VELIČINY PLYNŮ

Mezi základní stavové veličiny patří: tlak, objem, hmotnost, teplota, hustota, látkové množství

### 4.2.1 TLAK

Tlak  $p$  lze definovat jako silové působení molekul vlivem tepelného pohybu částic, přitažlivých, odpudivých sil a vnějších sil na zvolenou jednotkovou plochu. [22]

$$p = \frac{dF}{dS} [Pa], \quad (2)$$

kde  $dF$  je element síly v  $[N]$  působící na element plochy  $dS [m^2]$ .

### ABSOLUTNÍ TLAK

Jeho hodnota je změřena při absolutním vakuu. Hodnota absolutního tlaku ve vakuu se rovná nule. Absolutní tlak je dána součtem naměřeného tlaku a tlaku referenčního (přetlak, podtlak).

### RELATIVNÍ TLAK

Hodnota relativního tlaku je stanovena měřením určitého referenčního tlaku vůči vnějšímu tlaku  $p_e$ , často totžnému s atmosférickým tlakem  $p_a$ . Relativním tlakem rozumíme přetlak nebo podtlak. V případě známého přetlaku je absolutní tlak roven [22]

$$p = p_e + p_{pr}, \quad (3)$$

kde  $p_e$  je vnější tlak v  $[Pa]$ ,  $p_{pr}$  přetlak v  $[Pa]$ .

V případě známého podtlaku je hodnota absolutního tlaku rovna

$$p = p_e - p_{po}, \quad (4)$$

kde  $p_e$  je vnější tlak v  $[Pa]$ ,  $p_{po}$  podtlak v  $[Pa]$ .

### 4.2.2 TEPLOTA

Teplota je základní fyzikální a termodynamickou stavovou veličinou, tudíž ji nelze definovat prostřednictvím jiných veličin. Teplota je makroskopickým projevem tepelného pohybu molekul v látce, přičemž je mírou střední energie tohoto pohybu. Rozlišujeme termodynamickou (absolutní) teplotu  $T$  v kelvinech  $[K]$  a Celsiovu teplotu  $t$  ve stupních Celsia  $[^\circ C]$ . Kelvin je definován jako 273,16-tá část termodynamické teploty trojného bodu vody ( $0,01^\circ C$ ). Stupeň Celsia je definován jako jedna setina rozdílu teploty varu vody ( $100^\circ C$ ) a teploty tuhnutí vody ( $0^\circ C$ ) při tlaku 101,325 kPa. Velikostně je Celsiův stupeň roven kelvinu a pro vzájemný vztah mezi termodynamickou a Celsiovou teplotou platí [22]

$$t = T - 273,15, \quad (5)$$

kde  $t$  je Celsiova teplota v  $[^\circ C]$ ,  $T$  termodynamická teplota v  $[K]$ .



### 4.2.3 OBJEM

Objem  $V$  v  $[m^3]$  je stavová veličina charakterizující velikost prostoru sledované soustavy. Objem získáme proměřením geometrického uspořádání soustavy. [22]

### 4.2.4 MĚRNÝ OBJEM

Měrný objem  $v$  je stavová veličina definována jako podíl objemu homogenní látky a její hmotnosti

$$v = \frac{V}{m}, \quad (6)$$

kde  $v$  je měrný objem v  $[m^3 \cdot kg^{-1}]$ ,  $V$  objem v  $[m^3]$ ,  $m$  je hmotnost v  $[kg]$ .

### 4.2.5 HMOTNOST

Hmotnost  $m$  je základní fyzikální veličina. Jedná se o kvantitativní skalární míru tíhových a setrvačných vlastností látek. Jednotkou hmotnosti je kilogram  $[kg]$ . Velikost hmotnosti látky zjišťujeme vážením, resp. porovnáním tíhové síly látky ve známém tíhovém poli s jinou známou silou. [22]

### 4.2.6 HUSTOTA

Hustota  $\rho$  je stavová veličina definována jako podíl hmotnosti homogenní látky a jejího objemu

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (7)$$

kde  $\rho$  je hustota v  $[kg \cdot m^{-3}]$ ,  $m$  hmotnost v  $[kg]$ ,  $V$  objem v  $[m^3]$ .

Hustota obecně závisí na teplotě a tlaku, přičemž platí, že s rostoucí teplotou se zvětšuje objem, proto hustota většinou klesá. V opačném případě s klesající teplotou se objem zmenšuje a tím hustota roste. [22]





### 4.3 ZÁKLADNÍ VLASTNOSTI A VELIČINY POPISUJÍCÍ PROUDĚNÍ

Obecně lze považovat skutečné případy proudění jako nestacionární (veličiny závislé v čase) a prostorové. I zdánlivě ustálené proudění obsahuje víry, které v proudovém poli vznikají a jsou proudem unášeny. Z tohoto důvodu jsou i základní parametry proudu, jeho stavové veličiny (tlak, teplota, hustota, rychlost) závislé na prostorových souřadnicích a čase [23]

$$p = f(x, y, z) \quad (8)$$

$$T = f(x, y, z)$$

$$\rho = f(x, y, z)$$

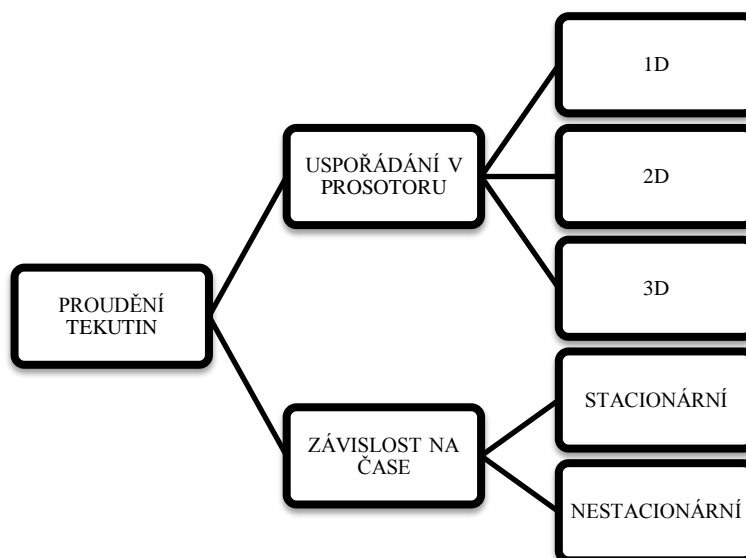
$$w = f(x, y, z),$$

kde  $p$  je tlak,  $T$  teplota,  $\rho$  hustota,  $w$  rychlost,  $x, y, z$  prostorové souřadnice,  $t$  čas.

Z hlediska vývoje proudového pole v čase se zjednodušuje proudění skutečné většinou na stacionární (nezávislé v čase), kde se veličiny popisující proudění s časem nemění. I v přechodových oblastech práce spalovacího motoru, kde je nestacionární proudění lze předpokládat v určitém časovém úseku malé změny veličin proudu a zjednodušit řešení na přibližně stacionární – kvazistacionární. [23]

#### 4.3.1 KLASIFIKACE PROUDĚNÍ

Proudění tekutin můžeme klasifikovat z několika hledisek. Jako základní hlediska klasifikace režimu proudění můžeme považovat hledisko kinematické a z hlediska fyzikálních vlastností proudícího média.



Obr. 37 Klasifikace proudění dle hlediska kinematického[26]

#### USPOŘÁDÁNÍ DLE PROSTORU

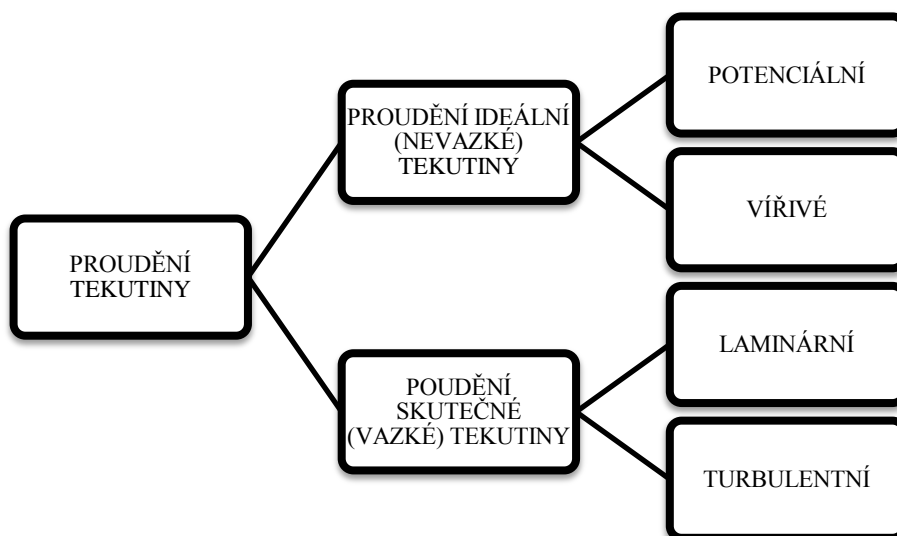
- 1D – proudění jednorozměrné předpokládá závislost počítaných veličin na poloze na křivce,  $v = v(s)$ .



- 2D – proudění dvojrozměrné (= rovinné) je charakteristické veličinami, jako je např. rychlost, závisí na poloze v rovině,  $v = v(x, y)$ .
- 3D – proudění je třírozměrné (= prostorové), jestliže veličiny, např. rychlost závisí na poloze v prostoru,  $v = v(x, y, z)$ . [26]

#### UPOŘÁDÁNÍ DLE ZÁVISLOSTI NA ČASE

- Stacionární proudění (= ustálené) nezávisí na čase.
- Nestacionární proudění (= neustálené) je proudění, u něhož jsou veličiny závislé na čase.



Obr. 38 Klasifikace proudění dle fyzikálních vlastností [26]

#### PROUDĚNÍ IDEÁLNÍ TEKUTINY

- Potenciální proudění (nevířivé) – částice tekutiny se pohybují přímočaře nebo křivočaře po drahách tak, že vůči pozorovateli se neotáčejí kolem vlastní osy.
- Vířivé proudění – částice tekutiny se vůči pozorovateli natáčí kolem vlastní osy. [26]

#### 4.3.2 PROUDĚNÍ SKUTEČNÉ (VAZKÉ) KAPALINY

Proudění tekutin lze charakterizovat jako laminární nebo turbulentní proudění. Kritériem pro zjištění, zda se jedná o laminární či turbulentní proudění slouží tzv. Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{wL}{\nu}, \quad (9)$$

kde  $Re$  je Reynoldsovo číslo [-],  $w$  průměrná rychlost při laminárním proudění pro daný tlakový spád [ $m \cdot s^{-1}$ ],  $L$  charakteristický rozměr [ $m$ ],  $\nu$  kinematická viskozita tekutiny [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ].

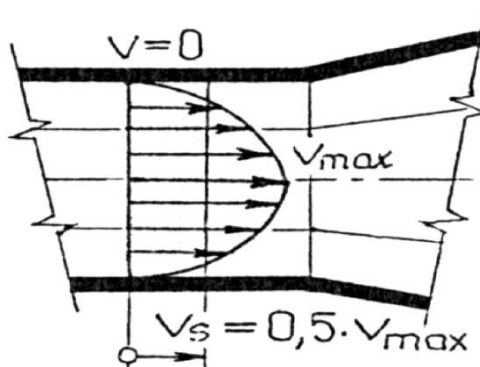
Na základě experimentu bylo stanoveno, že do  $Re = 2320$  (kritické Reynoldsovo číslo  $Re_K$ ) se jedná o laminární proudění. V rozmezí  $Re = 2320 \div 5000$  se jedná o přechodovou oblast (rychlostní profil je nestabilní). O turbulentní proudění se jedná při  $Re > 5000$  (horní kritické Reynoldsovo číslo).





### 4.3.3 LAMINÁRNÍ PROUDĚNÍ

Laminární proudění je typické pomalým pohybem nebo vysokou hodnotou vazkosti. Částice tekutiny se pohybují uspořádaně, vzájemně po sobě kloužou ve vrstvách, aniž by se přemísťovali po průřezu. Při laminárním proudění se obraz proudění v čase nemění, pokud jsou okrajové podmínky také neměnné. Při jednorozměrném proudění má rychlostní profil tvar rotačního paraboloidu. [24]

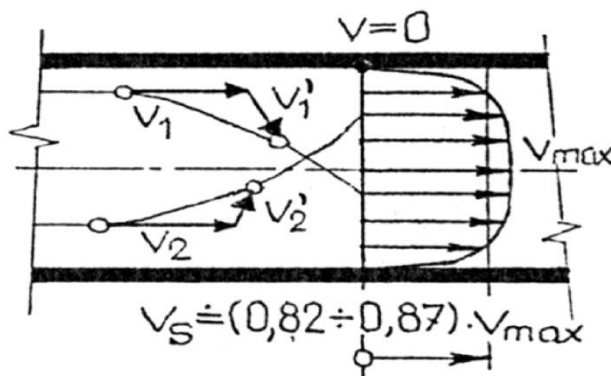


Obr. 39 Rychlostní profil laminárního proudění [25]

Při změně podmínek proudění (zvýšení rychlosti) může dojít k přechodu do nestabilního stavu. Okrajovými podmínkami je určen nový dočasně stabilní stav systému, ke kterému jeho vývoj směřuje – atraktor. Těsně po ztrátě stability je chování systému poměrně jednoduché, existuje pouze velmi malý počet aktivních stupňů volnosti, výchylky od nestabilního rovnovážného stavu jsou malé a chování systému lze popsat s dostatečnou přesností linearizovaným modelem. Později při zvětšování výchylek dochází k uplatnění nelinearit, struktura je stále složitější a méně uspořádaná až dochází ke vzniku stavu deterministického chaosu – turbulence. [24]

### 4.3.4 TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ

Turbulentní proudění je charakteristické rychlým pohybem nebo malým vlivem viskozity, kdy i malé poruchy v proudu nekontrolovatelně rostou a způsobují nepředvídatelné lokální chování tekutiny, intenzivní promíchávání v celé oblasti. Turbulentní proudění je proudění, kdy částice mají kromě postupné rychlosti  $v$  i tzv. flukтуаční (turbulentní) složku rychlosti  $v'$ . Flukтуаční rychlost mění s časem velikost i směr. Rychlostní profil se blíží tvaru ideální kapaliny, v důsledku přítomnosti turbulence, ovšem s nulovou rychlostí u stěny potrubí. [25]



Obr. 40 Rychlostní profil turbulentního proudění [25]



## 4.4 FYZIKÁLNÍ ZÁKONITOSTI PROUDĚNÍ

### 4.4.1 ROVNICE KONTINUITY

Rovnice kontinuity představuje aplikaci zákona zachování hmoty na oblast mechaniky tekutin. Pro jednorozměrné proudění je popsána rovnicí

$$\frac{\partial(\rho S v)}{\partial s} + \frac{\partial(\rho S)}{\partial t} = 0, \quad (10)$$

kde první člen charakterizuje konvektivní a druhý lokální změnu hmotnosti. Při ustáleném proudění je druhý člen roven nule, protože hmotnostní tok v každém průřezu je konstantní a rovnice lze zjednodušit

$$\rho \cdot S_T \cdot v_p = Q_m = \text{konst.}, \quad (11)$$

kde  $Q_m$  je hmotnostní tok v  $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ ,  $\rho$  hustota v  $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ ,  $S_T$  je průřez trubice v  $[\text{m}^2]$ ,  $v_p$  rychlost proudění v  $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ .

### 4.4.2 EULEROVA ROVNICE HYDRODYNAMIKY

Jedná se o aplikaci druhého Newtonova zákona v tekutinách. Pro stlačitelné proudění tekutiny platí, při současném zanedbání vnějších sil rovnice

$$\frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + (\vec{c} \cdot \nabla) \vec{c} + \frac{1}{\rho} \cdot \nabla p = 0, \quad (12)$$

kde první člen vyjadřuje lokální zrychlení a druhý člen konvektivní zrychlení vznikající při proudění tekutiny v potrubí s proměnným průřezem, které působí na zvolený objemový element  $dV$ .

### 4.4.3 BERNOULLIHO ROVNICE

Bernoulliho rovnice vyjadřuje zákon zachování energie v tekutinách. Součet kinetické, tlakové a potenciální energie proudící tekutiny musí být roven nule

$$\frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot z = 0, \quad (13)$$

kde  $c$  je rychlost proudění v  $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ ,  $p$  tlak v tekutině v  $[\text{Pa}]$ ,  $\rho$  hustota v  $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ ,  $g$  gravitační zrychlení v  $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ ,  $z$  souřadnice v  $[\text{m}]$ .

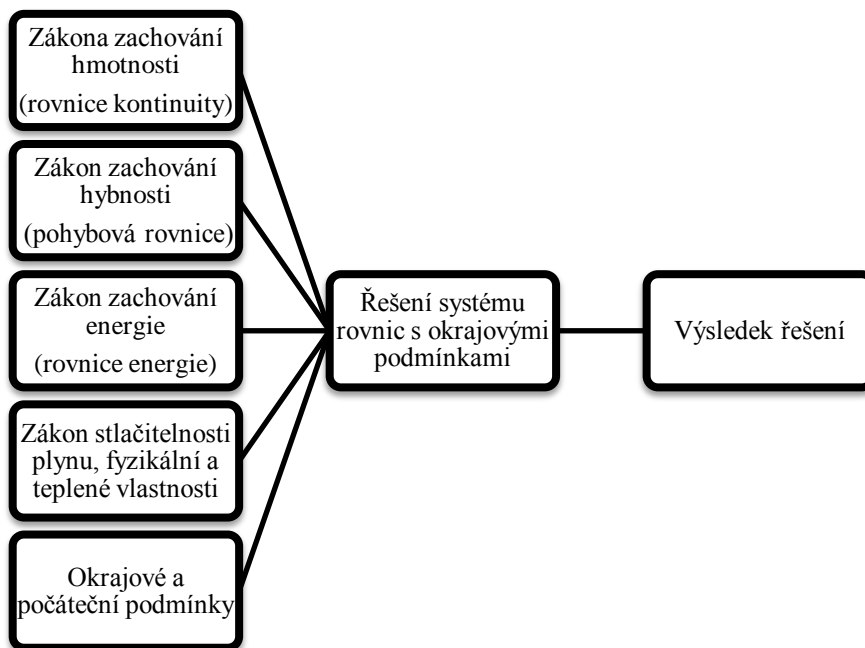
Při proudění reálné tekutiny v potrubí o různých průřezích včetně uvažování délkových a místních ztrát proudění  $E_Z$  platí rovnice

$$\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 = \frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + E_Z. \quad (14)$$



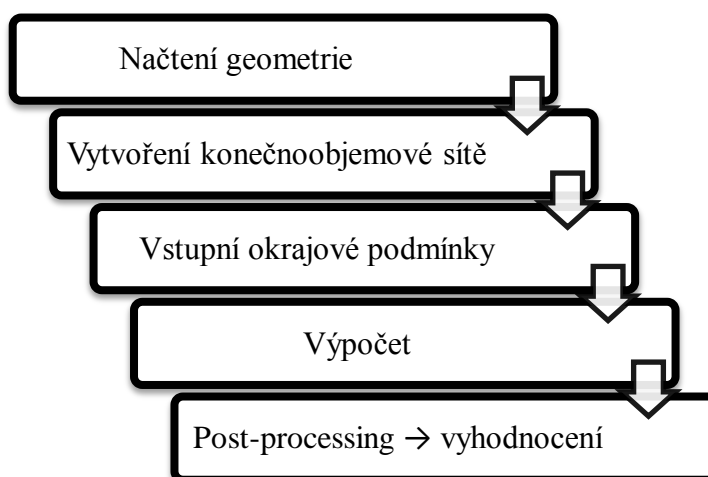
## 5 CFD SIMULACE PROUDĚNÍ

CFD (Computational Fluid Dynamic) je počítačová dynamika tekutin, která simuluje proudění, umožňuje modelování proudění, sdílení tepla a hmoty. Mezi největší výhody CFD simulace lze zařadit skutečnost, vytvoření virtuálního modelu, který lze sledovat v čase a následně analyzovat podle zvolených parametrů.



Obr. 42 Fyzikálně-matematický model řešení proudění tekutiny[2]

Výpočty proudění jsem realizoval v programu STAR – CCM+. Jednotlivé kroky výpočtu a simulace jsem zhotovil na základě následujícího postupu.



Obr. 41 Logika postupu výpočtu



Pro simulaci jsem si připravil 4 varianty zdvihu pístu. Jako výchozí pozici jsem zvolil dolní úvrať. Následně jsem si rozdělil rovnoměrně zdvihy až do hranice, kdy dno pístu uzavře přepouštěcí kanály. Kde v tu chvíli další zdvihy ztrácejí smysl, jelikož se uzavřou přepouštěcí kanály a pracovní médium se nedostane do válce motoru při simulaci.

## 5.1 NAČTENÍ GEOMETRIE

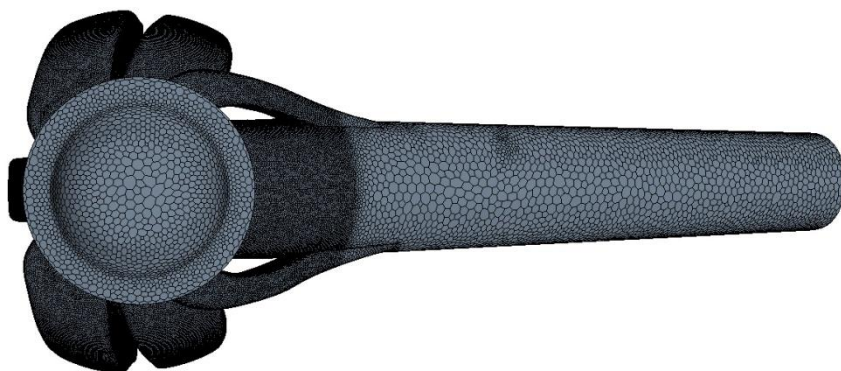
Již jak jsem se zmínil v kapitole 3.3, tak vytvoření modelu válcové jednotky bylo provedeno v programu Pro Engineer. Prvotním krokem je načtení vytvořené geometrie do programu Star-CCM+ ve formátu step. Načtený model se skládá z ploch, které je vhodné si řádně pospojovat a pojmenovat, z důvodu snadnější orientace a kvůli dodatečnému zjemnění vygenerované sítě.



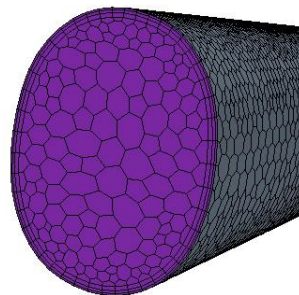
Obr. 43 Model válcové jednotky

## 5.2 VYTVOŘENÍ SÍTĚ

Správné nastavení konečnoobjemové sítě je velmi důležitý parametr pro další postup simulace proudění tekutin. Při vyvážení sítě se musí nejdříve vytvořit povrchová síť a následně až síť objemová, v případě, že vytvoření povrchové sítě proběhla bez problému. Prvotním krokem je nastavení základní velikosti buňky sítě. V mém případě jsem zvolil výchozí velikost buňky 5 mm. V místech, kde se ukázalo, že výchozí velikost buňky není vhodná, protože docházelo k destrukci načtené geometrie, nebo pro místo, které je důležité z hlediska výpočtu, jsem provedl lokální zjemnění sítě. Lokální zjemnění je aplikováno ve vstupní oblasti kanálů do válce motoru.



Obr. 45 Lokální zjemnění sítě



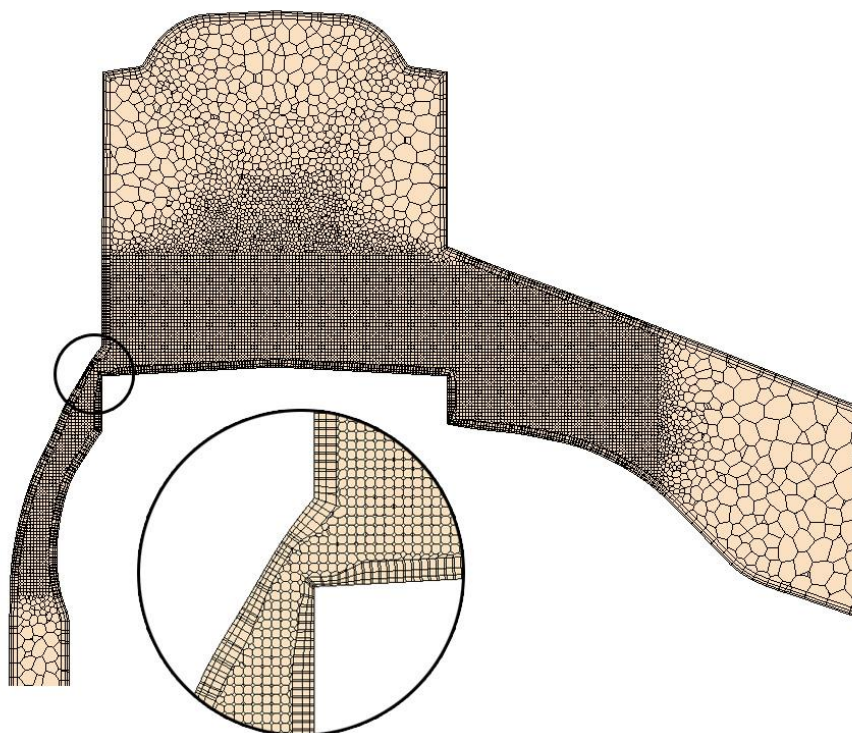
Obr. 44 Detail sítě

Na obr. 45 je vidět detail objemové sítě včetně prizmatických vrstev. Přítomnost těchto vrstev je dána tím, že se v nich lépe vyváří mezní vrstva a zpřesňují kvalitu přenosu tepla, pokud je v simulaci uvažováno. Prostřednictvím těchto vrstev dojde k zjemnění u povrchu.

Tab. 2 Parametry objemové sítě

Parametry	Hodnota
Typ buněk objemové sítě	Polyhedral
Počet buněk	445 203
Základní velikost buněk	5 mm
Maximální velikost buněk	5 mm
Minimální velikost buněk	0,5 mm

Pro jednotlivé zdvihy jsem musel volit jiné hodnoty velikosti buněk. Je to dáno tím, že s postupným uzavíráním přepouštěcích kanálů vznikaly kritické místa pro vytvoření sítě, proto jsem musel vhodnou volbou upravit velikosti buněk. Pro ukázkou jsem pouze uvedl zdvih, kdy píst je v dolní úvratí. V dalších zdvizích se tyto parametry výrazně neodlišují.



Obr. 46 Detail sítě kritického místa v podélném řezu válcové jednotky v DÚ



### 5.3 VSTUPNÍ OKRAJOVÉ PODMÍNKY A NASTAVENÍ CFD SIMULACE

Proudění v kanálech válcové jednotky je iniciováno tlakovým spádem mezi vstupem (inlet – vstup přepouštěcími kanály) a výstupem (outlet – výfukový kanál). Simulaci jsem nastavil na trojrozměrné proudění, stacionární, ustálené v čase neměnné. Jako model turbulentního proudění je zvolen K-Epsilon. Z hlediska jeho vlastností se nejvíce blíží reálnému proudění v potrubí a dále aplikován pro řešení úloh, kde dochází k přechodovým oblastem mezi laminárním a turbulentním prouděním.

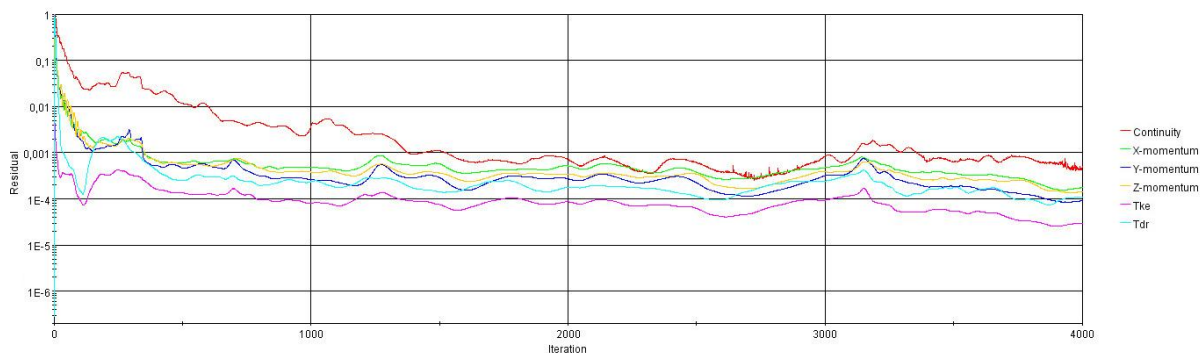
Tab. 3 Přehled okrajových podmínek

Parametry	Hodnota
Vstupní relativní tlak	5000 Pa
Výstupní relativní tlak	0 Pa
Referenční tlak	101 325 Pa
Pracovní médium	vzduch
Hustota vzduchu	$1.18415 \text{ kg.m}^{-3}$
Dynamická viskozita	$1.85508 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$
Typ proudění	turbulentní proudění
Stlačitelnost	stlačitelná pracovní látka

Dalším důležitým krokem je nastavení výpočtu. Při konvergenci residuí dojde k automatickému ukončení procesu výpočtu, v případě nastavení této podmínky. Před spuštěním výpočtů se zvolí maximální počet iterací. V mém případě jsem volil počet iterací dle průběhu výpočtu. Hodnota počtu iterací se pohybovala mezi  $3000 \div 7000$  iterací.

### 5.4 VÝPOČET A VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ SIMULACE

Faktorem pro posouzení konvergence či divergence výpočtu simulace slouží residua. Residua chápeme jako maximální možný rozdíl mezi dvěma odpovídajícími veličinami po sobě jdoucích iterací. V případě malého rozdílu residuí, můžeme prohlásit, že výpočet je konvergentní. Obecně je považována vhodná hodnota residuí menší než  $1 \cdot 10^{-3}$ .



Obr. 47 Průběh residuí pro zdvih pístu v DÚ



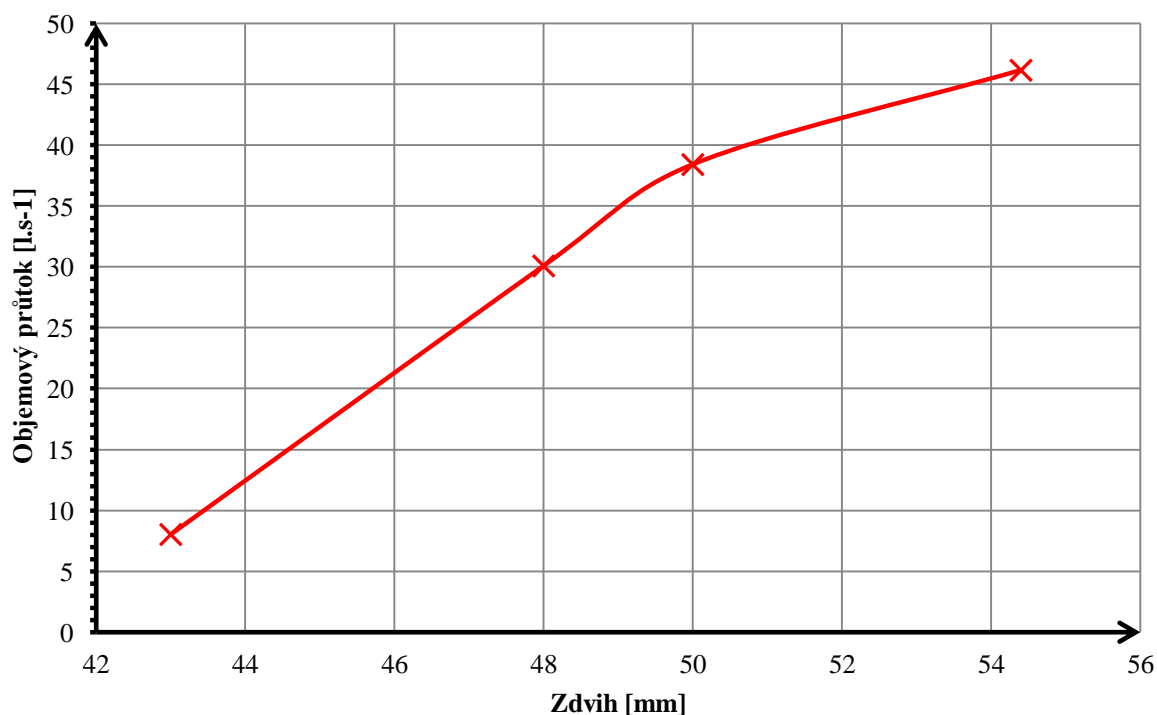


Dalším ukazatelem pro ukončení výpočtu slouží průběh hmotnostního toku při ustálení na určité hodnotě. Při simulaci jsem dále zohlednil druh proudění v přepouštěcích kanálech, kde jsem musel docílit laminárního ustáleného proudění.

Následující tabulka uvádí porovnání hmotnostních a objemových toků při zvolených zdvizích pístu.

Tab. 4 Přehled hmotnostních a objemových toků

Zdvih [mm]	Hmotnostní tok $Q_m$ [kg.s <sup>-1</sup> ]	Objemový tok $Q$ [m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Objemový tok $Q$ [l.s <sup>-1</sup> ]
54,4	0,0547	0,0462	46,1816
50	0,0455	0,0384	38,4321
48	0,0356	0,0301	30,1004
43	0,0095	0,0080	8,0287



Obr. 48 Graf - závislost objemového toku na zdvihu

Z grafu na obr. 48 vyplývá, že hmotnostní tok se postupně zmenšuje při pohybu pístu směrem k horní úvratí (HÚ). Tato skutečnost je opodstatněna tím, že při pohybu pístu směrem k HÚ, dochází k postupnému uzavírání oken přepouštěcích kanálů a následně ke škrcení přepouštěné směsi do válce a dochází k poklesu tlaku a vzrůstu vstupní rychlosti do válce viz obr. 50.





Dalším kritériem pro hodnocení simulace jsem použil průtokový součinitel. Průtokový součinitel jsem spočítal na základě podílu skutečného průtočného množství a teoretického množství podle rovnice

$$\mu = \frac{Q_S}{Q_T}, \quad (15)$$

kde  $\mu$  je průtokový součinitel [-],  $Q_S$  je skutečný objemový průtok v  $[m^3 \cdot s^{-1}]$  a  $Q_T$  teoretický objemový průtok  $[m^3 \cdot s^{-1}]$ .

Teoretický objemový průtok se spočítá podle rovnice 16, kde  $S_v$  je průřez výfukového kanálu a  $v_t$  je teoretická rychlost (rov. 17).

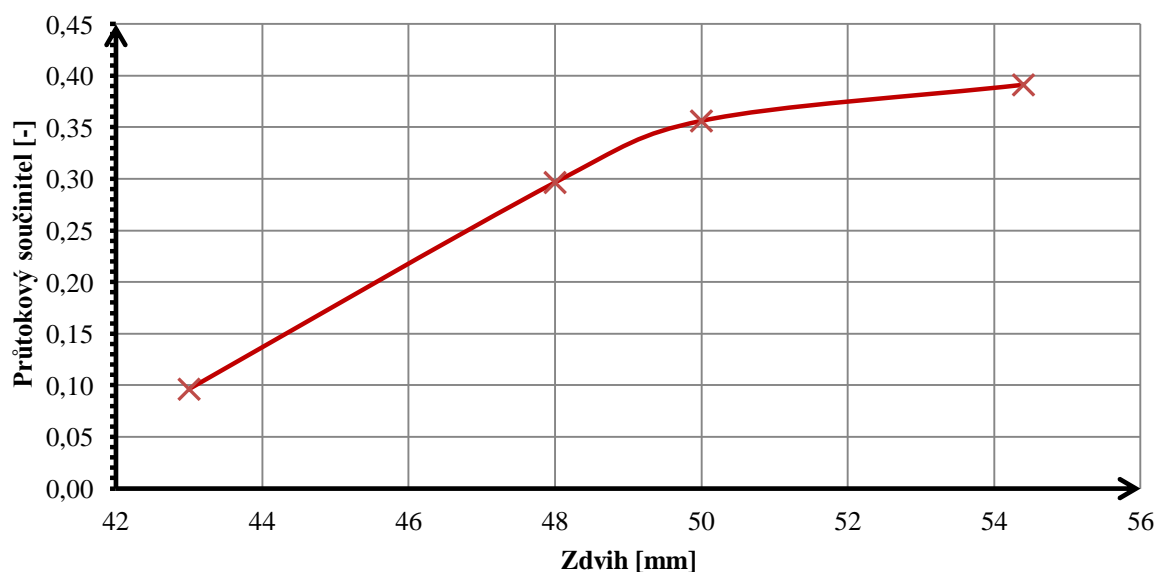
$$Q_T = S_v \cdot v_t \quad (16)$$

$$v_t = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}},$$

kde  $\Delta p$  je tlakový spád v  $[Pa]$ ,  $\rho$  je hustota vzduchu v  $[kg \cdot m^{-3}]$ .

Tab. 5 Hodnoty objemových toků a průtokového součinitele na výstupu

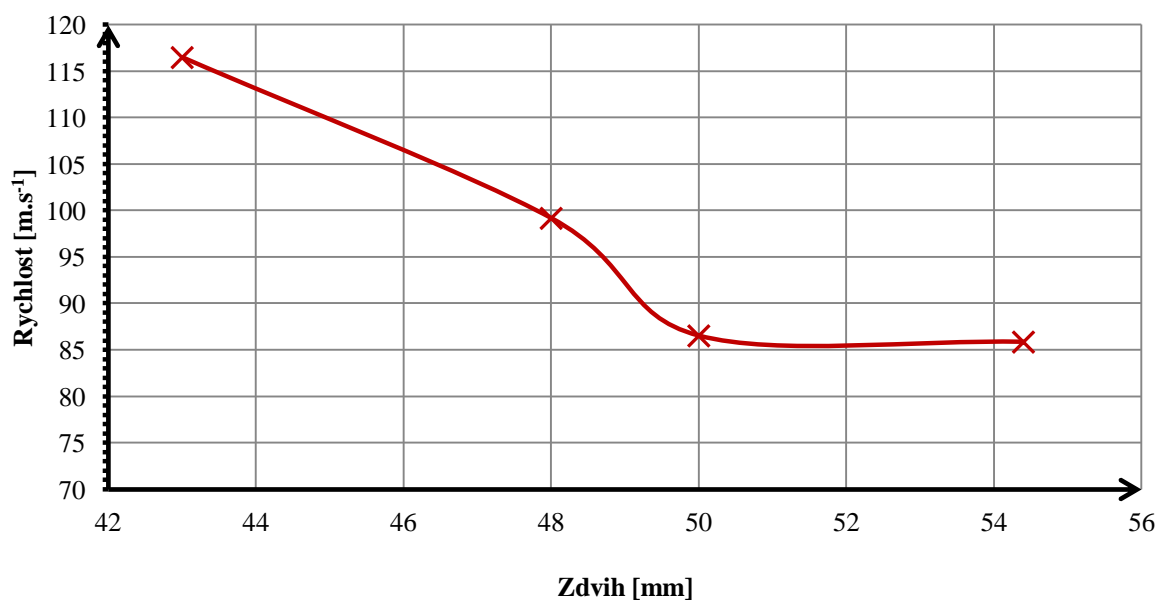
Zdvih [mm]	Objemový skutečný tok $Q_S [m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový teoretický $Q_T [m^3 \cdot s^{-1}]$	Teoretická rychlost $v_T [m \cdot s^{-1}]$	Průřez $S [m^2]$	Průtokový součinitel $\mu [-]$
54,4	0,0462	0,09601	91,8960	0,0012844	0,3913
50	0,0384	0,09601	91,8960	0,0011739	0,3563
48	0,0301	0,09601	91,8960	0,0011043	0,2966
43	0,0080	0,09601	91,8960	0,0009072	0,0963



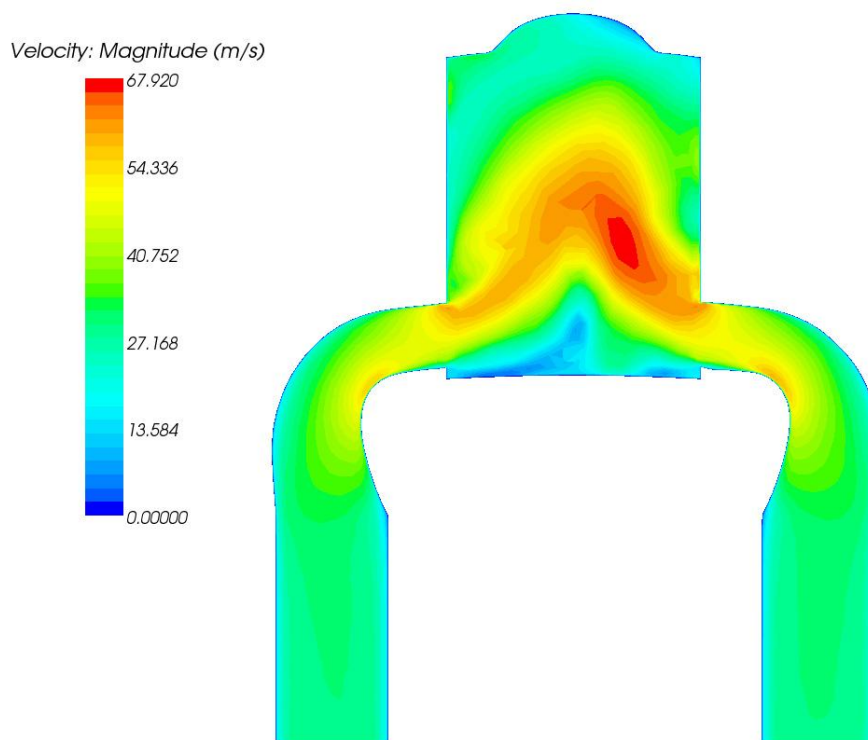
Obr. 49 Závislost průtokového součinitele na zdvihu pístu



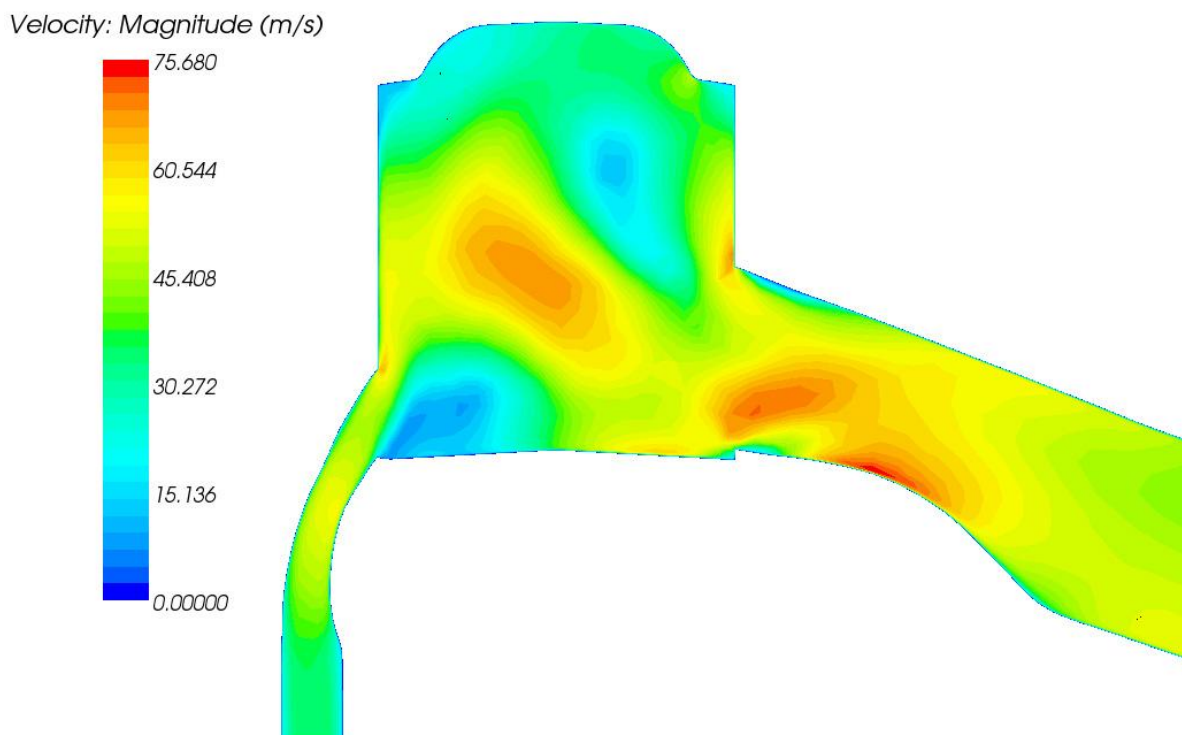
Další výstupem z CFD simulace je průběh maximálních rychlostí při vstupu média z přepouštěcích kanálů do válce motoru.



Obr. 50 Závislost maximální vstupní rychlosti na zdvihu



Obr. 51 Průběh rychlosti v příčném řezu v dolní úvrati



*Obr. 52 Průběh rychlostí v podélném řezu v dolní úvrati*

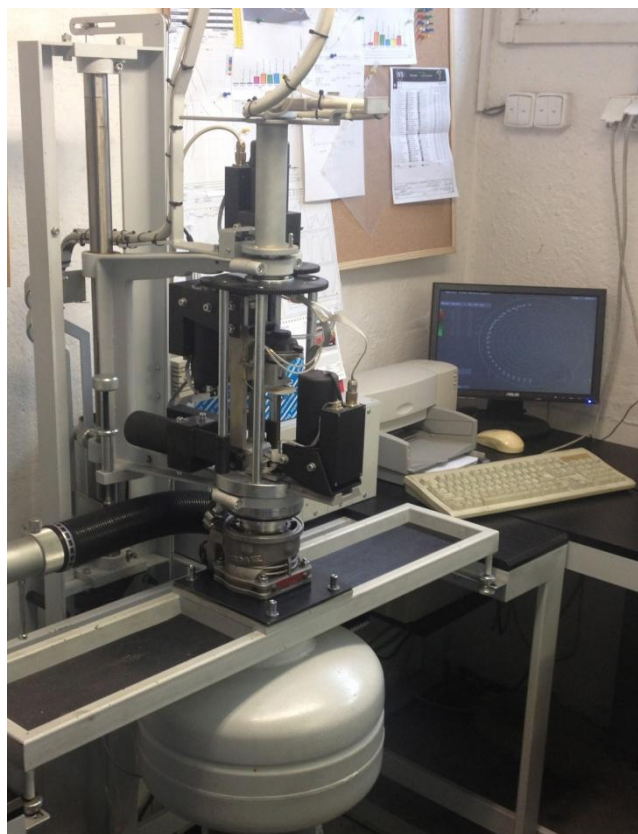
Nejvyšší rychlosti je dosahováno v oblasti, kde dochází ke vzájemnému kontaktu a následně k promísení proudu směsi z obou stran přepouštěcích kanálů. Další oblast s výskytem vyšších rychlostí je výstup z válce do výfukového kanálu. Na obr. 52 je vidět nesymetrie vzhledem k ose válce, kdy pravá strana resp. pravá dvojice přepouštěcích kanálů dosahuje vyšší rychlosti oproti levé straně.

Pro dosažení nejvyšší účinnosti výměny náplně válce je kladena pozornost, aby dvojice přepouštěcích kanálů byla orientována co nejpresněji proti sobě, čímž je následně dosaženo požadované symetrie.



## 6 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ NA AERODYNAMICKÉ TRATI

K ověření a porovnání výsledků z CFD simulace jsem provedl měření na aerodynamické trati. Měření bylo realizováno na aerodynamické trati TWO-STROKE ENGINE VECTOR TESTER 2T 4.12© Jaroš Brno.



*Obr. 53 Měřicí stanice během činnosti*

Aerodynamická trať je ve své podstatě nejpoužívanější měřicí zařízení pro zjištění parametrů kanálů. V této diplomové práci jsem se zaměřil především na objemový tok, průtokový součinitel a dále vektorové pole rychlosti, které tato měřicí stanice generuje. Nejdůležitější součástí měřicí stanice je Venturiho trubice pro zjištění objemového průtoku a měřicí sonda, která v předdefinovaných bodech a řezech válce na základě nastavení detekuje aktuální rychlost proudícího vzduchu.

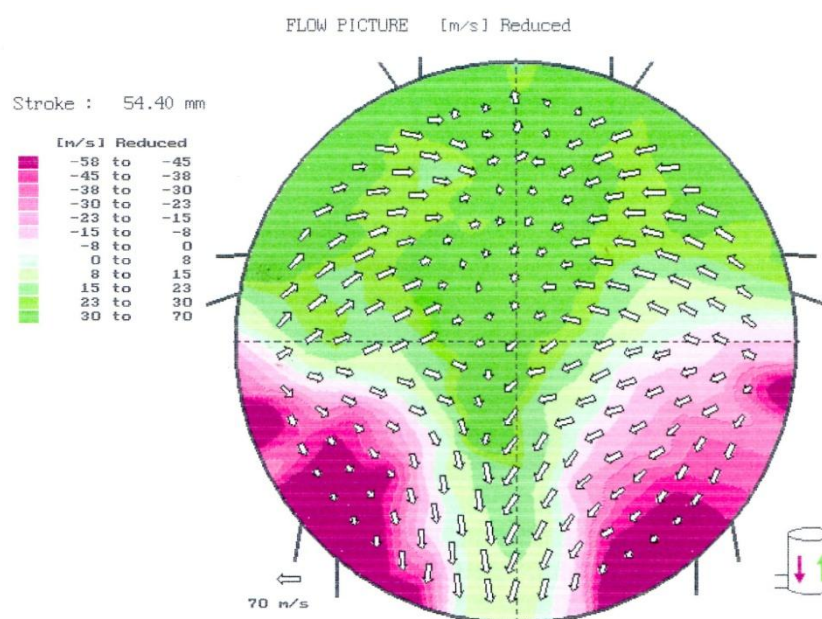
Samotné měření jsem realizoval ve 3 zdvizích a to: 54,40 mm (DÚ), 50 mm a 48 mm vzhledem k horní hraně válce. Původní záměr byl zahrnout minimálně čtyři zdvihy, ale z konstrukčních důvodů, měření nešlo realizovat, jelikož měřicí sonda by narážela na dno pístu. Z toho důvodu jsem provedl pouze zmíněné 3 zdvihy.

Do tab. 6 jsem vynesl naměřené veličiny: objemový průtok, redukovaný objemový průtok, průtokový součinitel, tlakový spád. Redukovaný objemový průtok je vztažený k měřicí rovině, což je v podstatě řez válcem umístěný 1 mm nad přepouštěcí kanály, ve kterém se vytváří vektorové pole rychlosti.



Tab. 6 Naměřené veličiny z aerodynamické trati

Zdvih [mm]	Objemový průtok $Q$ [l.s <sup>-1</sup> ]	Redukovaný objemový průtok $Q_{red}$ [l.s <sup>-1</sup> ]	Tlakový spád $\Delta p$ [Pa]
54,4	37,14	53,19	2506
50	26,99	38,88	2478
48	19,66	28,35	2471



Obr. 54 Vektorové pole příslušné zdvihu 54,40 mm

Vzájemné porovnání dosažených výsledku z aerodynamické trati a vlastní CFD simulace je uvedeno v následující kapitole 7.



## 7 POROVNÁNÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ

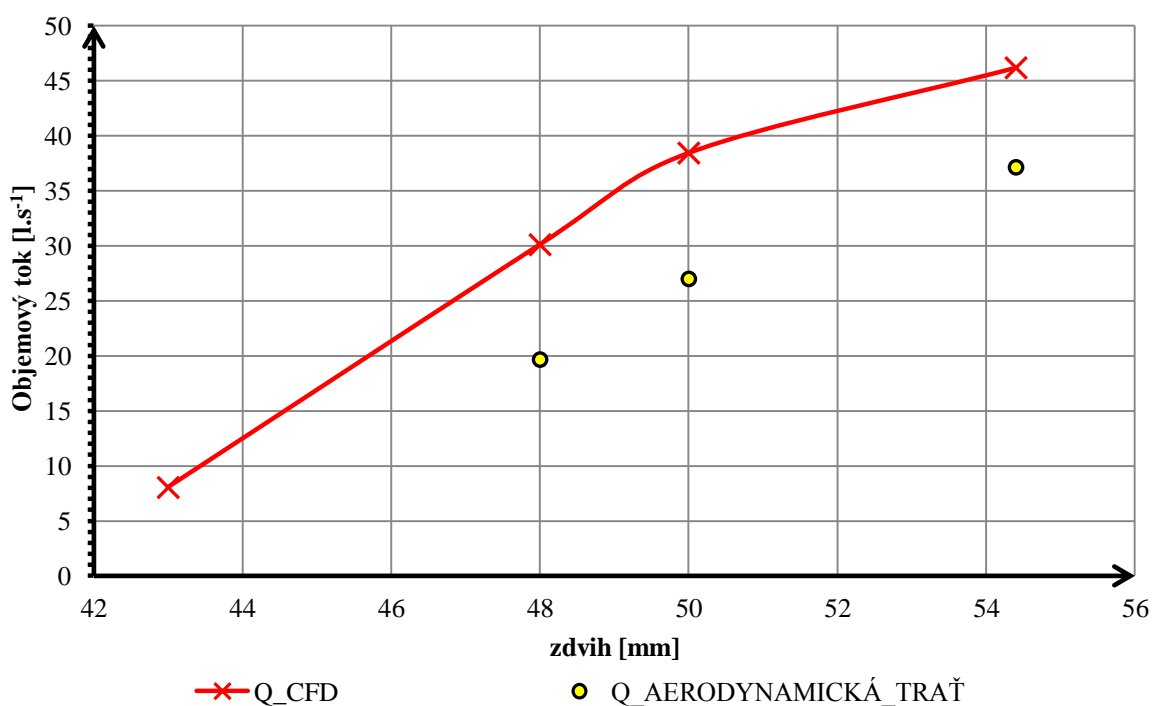
Následující kapitola je věnována porovnání CFD simulace s výsledky na aerodynamické trati dle zvolených kritérií. Při sestavení hodnotících kritérií jsem vycházel na základě obvyklých konvencí při hodnocení proudění v sacích kanálech. Hlavní hledisko jsem zvolil objemový tok. Jednak lze objemový tok poměrně snadno získat z experimentálního měření a za druhé, pro úpravce dvoudobých motorů poskytuje prvotní náznak o chování směsi resp. vzduchu (při měření na aerodynamické trati) ve válci na základě vygenerovaného obrazce vektorových polí rychlosti. I z hlediska provedených úprav na přepouštěcích a výfukovém kanálu slouží objemový tok jako základní informace o zlepšení či zhoršení účinnosti výplachu válce. Jako další kritéria jsem zvolil porovnání průběhu rychlosti při vstupu do válce z přepouštěcích kanálů, dále dle vektorových polí rychlosti v řezu válcem a na momentu hybnosti.

### 7.1 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ NA ZÁKLADĚ OBJEMOVÝCH TOKŮ

Objemový tok byl nastaven na výstupu výfukového kanálu válcové jednotky a jednotlivá získaná data jsou uvedena v tab. 7.

Tab. 7 Hodnoty objemových toků

Zdvih [mm]	$Q_{CFD}$ [ $l \cdot s^{-1}$ ]	$Q_{AERODYNAMICKÁ\ TRATĚ}$ [ $l \cdot s^{-1}$ ]
54,4	46,18	37,14
50	38,43	26,99
48	30,10	19,66
43	8,03	-

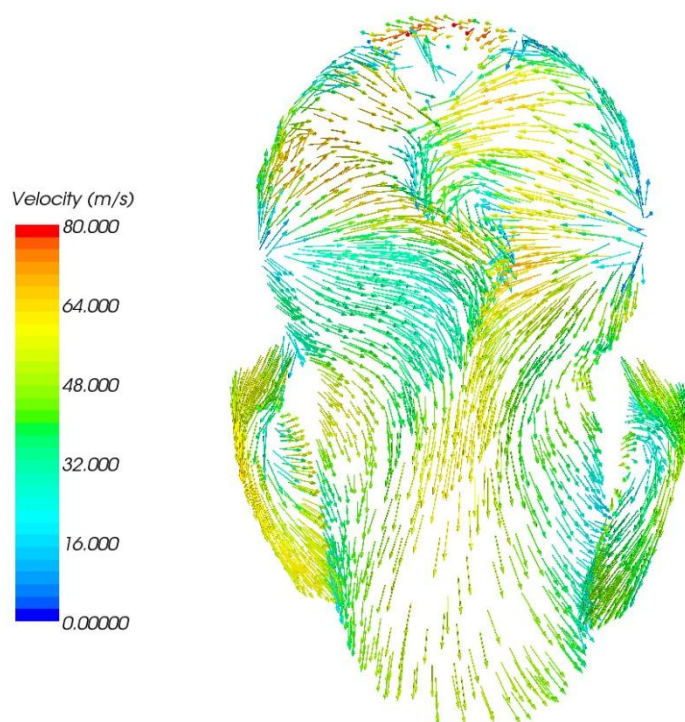


Obr. 55 Porovnání objemových toků

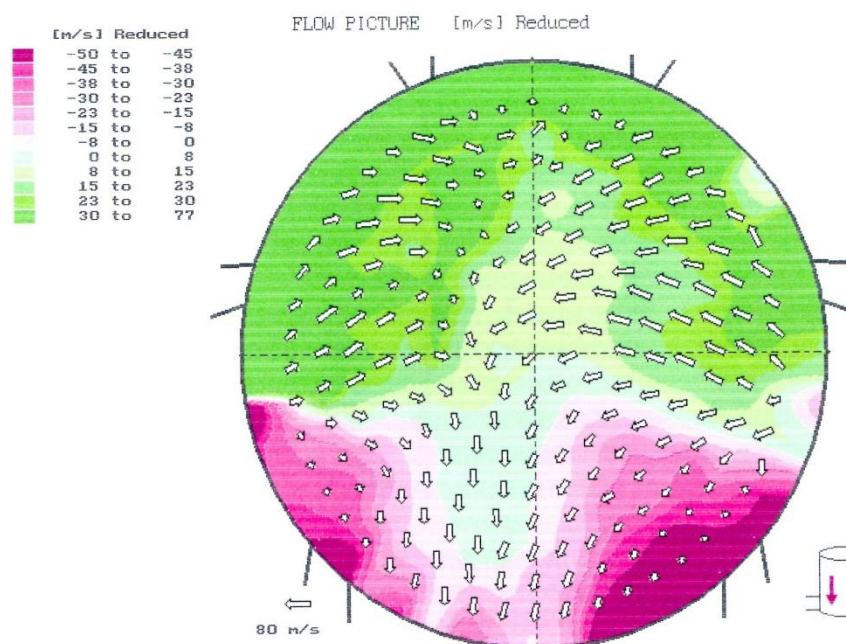


## 7.2 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ NA ZÁKLADĚ VEKTOROVÝCH POLÍ RYCHLOSTI

Vektorová pole rychlosti získána z měření na aerodynamické trati jsou vytvořena v řezu válce umístěný 1 mm nad přepouštěcími kanály. Stejný řez jsem provedl při post-processingu CFD simulace kvůli vzájemnému porovnání výsledků.



Obr. 56 Vektorové pole rychlosti CFD - zdvih 50 mm



Obr. 57 Vektorové pole rychlosti – aerodynamická trať pro zdvih 50 mm





Pro ukázkou jsem uvedl vektorové pole rychlosti pouze pro zdvih 50 mm. Při porovnání vektorových polí je na první pohled zřejmá vzájemná odlišnost. Je patrný rozdíl v symetrii pohybu směsi vzhledem podélné rovině válce.

Model pro CFD simulaci jsem přizpůsobil tak, aby byl zajištěn ideální vstup i výstup z válcové jednotky viz obr. 43. Toto řešení se příliš neosvědčilo, co se týče porovnání s aerodynamickou trati. Vzniklé odlišnosti jsou pravděpodobně způsobeny ovlivněním vstupu proudícího média do válce vlivem přímých prodloužených přepouštěcích kanálů. Dalším pravděpodobným důvodem jsou vyšší hodnoty rychlostí, které neodpovídají rychlostem zjištěných z aerodynamické trati.

Velocity: Magnitude (m/s)



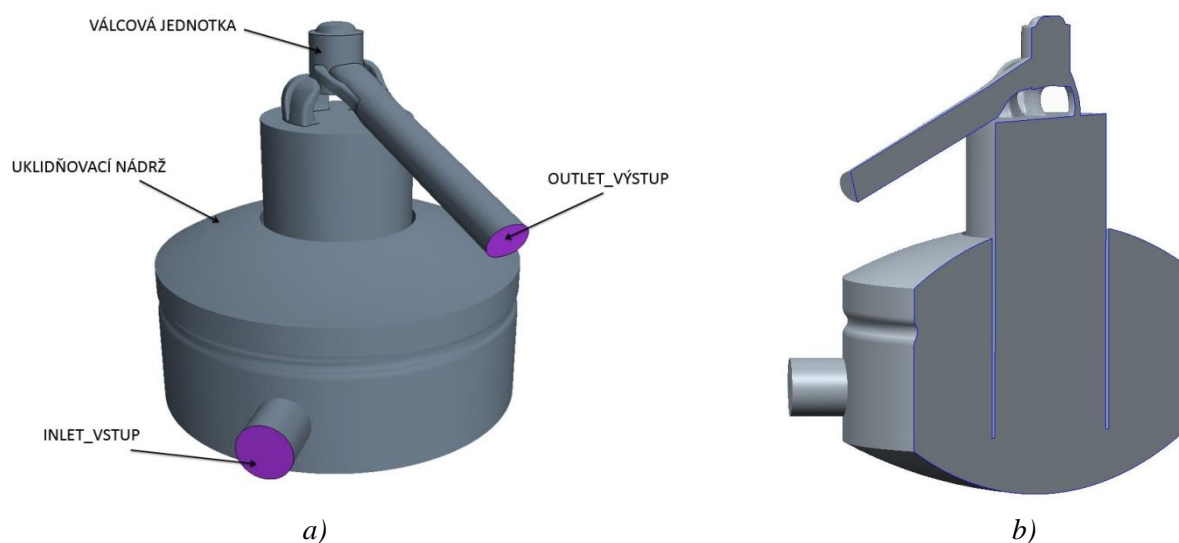
Obr. 58 Proudnic rychlostí - zdvih 50 mm

Ostatní zdvihy mají shodnou tendenci průběhu proudnic rychlostí odlišující se velikostmi rychlostí. Z důvodu, aby mohl porovnat výsledky z CFD simulace s měřením a považovat je věrohodné, provedl jsem nutnou konstrukční úpravu ve výpočtovém řetězci.

Úprava spočívá v odstranění přímých přepouštěcích kanálů a k dodatečnému vytvoření přidavné uklidňovací nádrže dle parametrů aerodynamické trati, na které bylo provedeno měření.

### 7.3 I. MODIFIKACE MODELU PRO CFD SIMULACI – UKLIDŇOVACÍ NÁDRŽ

Po vytvoření 3D modelu jsem použil stejné parametry nastavení CFD simulace kromě tlakového spádu, který jsem nastavil pro každý zdvih zvlášť, dle tlakového spádu, který jsem získal z měření. Volba parametrů sítě je nezměněna oproti původní verzi. Opět jsem aplikoval přidavné objemy pro zjemnění sítě v kritických místech a v místech vstupu z kanálů do válce. Přidavná uklidňovací nádrž má jeden kruhový vstup o průměru 53,5 mm.

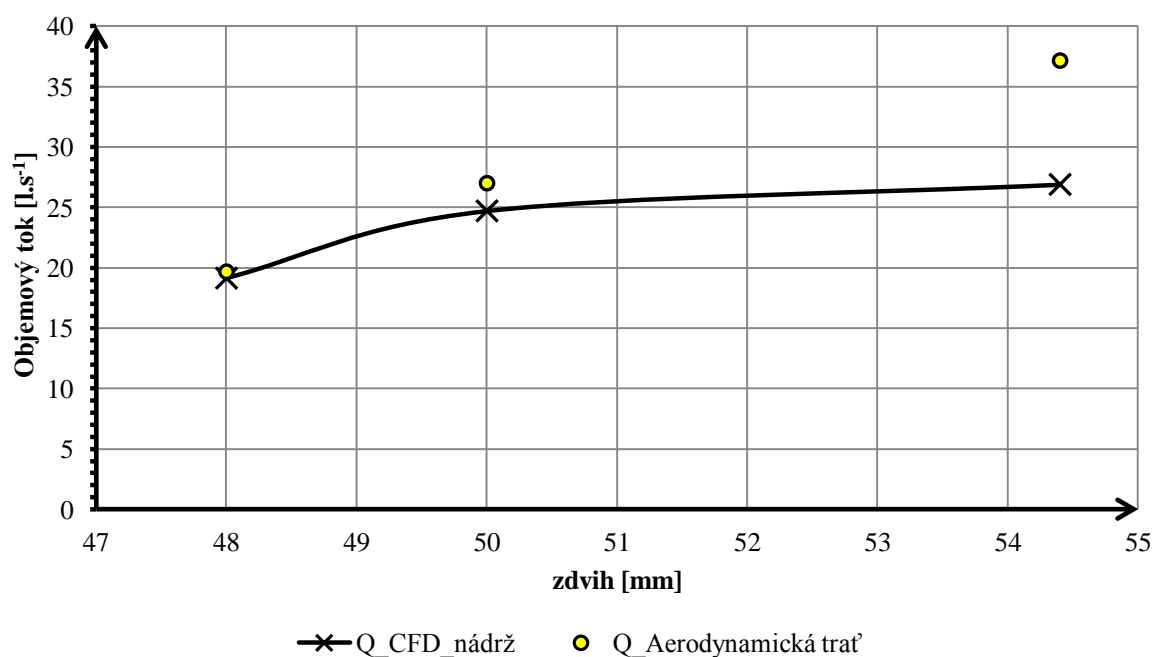


Obr. 59 I. Modifikace válcové jednotky a) pozice uklidňovací nádrže b) řez modelem

### 7.3.1 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ OBJEMOVÝCH TOKŮ MODIFIKACE S AERODYNAMICKOU TRATÍ

Tab. 8 Hodnoty objemových toků

Zdvih [mm]	$Q_{CFD\ NÁDRŽ} [l.s^{-1}]$	$Q_{AERODYNAMICKÁ\ TRATĚ} [l.s^{-1}]$
54,4	26,89	37,14
50	24,7	26,99
48	19,13	19,66

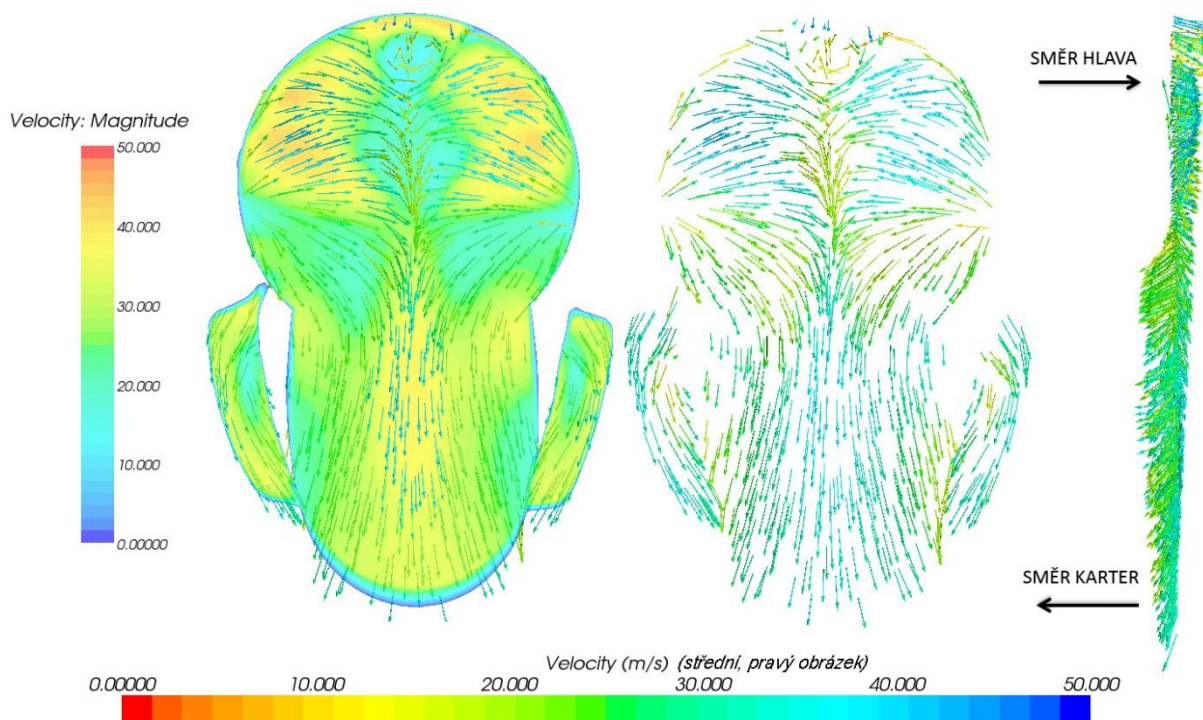


Obr. 60 Graf porovnání objemových toků  $Q_{CFD\_NÁDRŽ}$  vs.  $Q_{AERODYNAMICKÁ\_TRATĚ}$

Výsledky simulace modelu válcové jednotky s přidavnou ukladňovací nádrží vychází příznivěji oproti původní verzi s přímými přepouštěcími kanály. Při postupném zmenšování zdvihu dochází k přiblížení hodnot výsledku ze simulace s výsledky získané experimentálně. Při zdvihu 48 mm se dá říci, že objemový průtok je shodný s objemovým průtokem na aerodynamické trati.

### 7.3.2 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ NA ZÁKLADĚ VEKTOROVÝCH POLÍ RYCHLOSTI

Následující vektorové pole rychlosti je vytvořeno pro zdvih 50 mm. Na obr. 62 lze vidět hlavní proud, který směřuje do středu výfukového kanálu. Krajiní páry přepouštěcích kanálu usměrňují směs ke středu válce a pomocný pátý kanál směřuje směs výrazně směrem k hlavě a urychluje tak obrát směsi v okolí hlavy směrem dolů. Opět je zde vidět jistá nesymetrie, která je dána pozicí přepouštěcích kanálů, což odpovídá realitě jelikož, válec vykazuje koeficient asymetrie 27%. Nejvyšších rychlostí je podle očekávání dosaženo v místech, kde ústí přepouštěcí kanály do válce a následně u středu dochází k poklesu rychlosti, která opět roste směrem ven z válce, tedy do výfukového kanálu.



Obr. 61 Vektorové pole rychlosti - zdvih 50 mm

Po srovnání s vektorovým polem rychlosti z aerodynamické trati na obr. 58 se dá říci, že směr a orientace vektorů rychlosti se shodují. Pro přehlednost práce uvádím pouze jeden zdvih, jelikož ostatní zdvihy mají stejný charakter vektorového pole rychlosti.

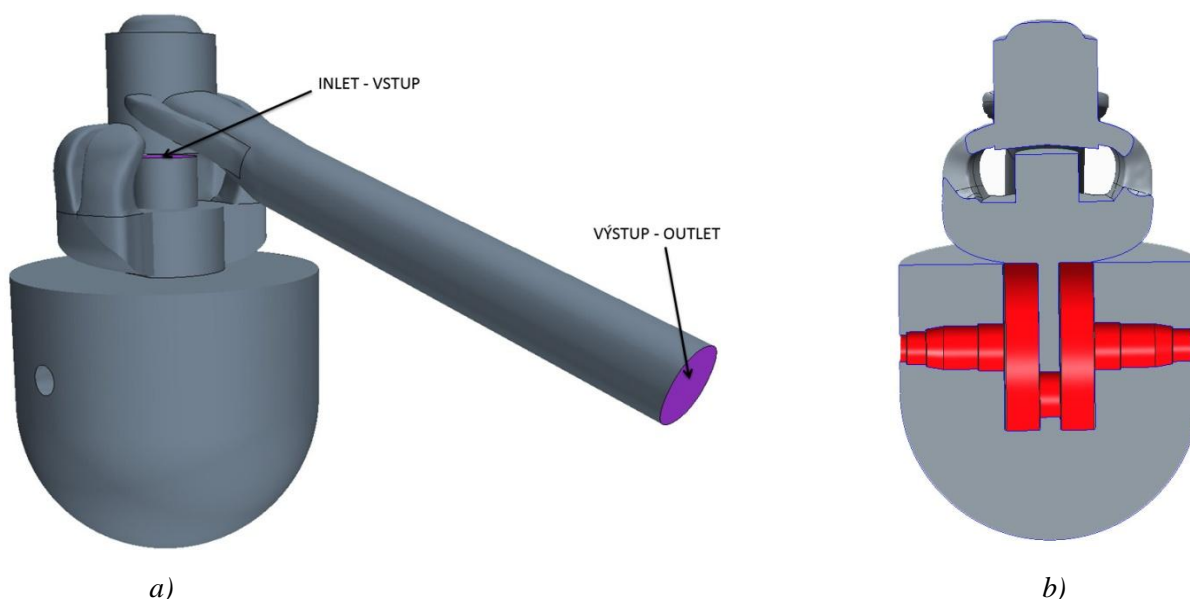
Touto modifikací jsem si ověřil správné nastavení CFD simulace, jelikož zjištěné hodnoty se blíží reálným výsledkům z aerodynamické trati. Po této úpravě jsem došel k závěru, že uklidňovací nádrž a obecně tvar vstupu do přepouštěcích kanálů má důležitou roli, jelikož podstatně výrazně ovlivňuje parametry proudění válcovou jednotkou. Z této skutečnosti vyplývá, že parametry proudění při skutečné činnosti dvoudobého motoru budou mít zcela jiné hodnoty, kde jsou ovlivněny dynamickými jevy v závislosti na otáčkách motoru. Dalším ovlivňujícím faktorem je tvarové vybrání v karteru, které je limitováno tvarem klikové



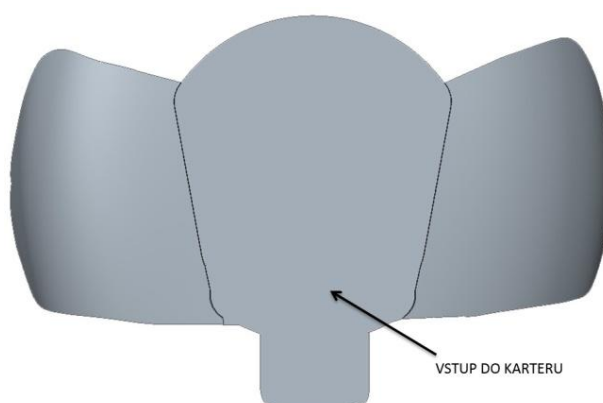
hřídele. Po zjištění patřičných informací a hlavně na základě změny tvaru vstupu do přepouštěcích kanálů jsem provedl další konstrukční úpravu, kde jsem se snažil přiblížit tvaru odpovídající tvarování skutečného motoru. Do modelového řetězce jsem navíc umístil klikovou hřídel dle parametrů daného motoru.

## 7.4 II. MODIFIKACE MODELU PRO CFD SIMULACI – REÁLNÝ MOTOR

Na základě odměřených rozměrů jsem vymodeloval vstup do karteru a klikovou hřídel. Dále vstup do karteru jsem situoval pod pístem ve směru osy válce o průměru odpovídající skutečnému vstupu sání před jazýčkovým ventilem. Poté jsem sestavil zjednodušenou sestavu válcové jednotky.



Obr. 62 II. Modifikace válcové jednotky a) zjednodušený model b) řez modelem



Obr. 63 Vstup do karteru

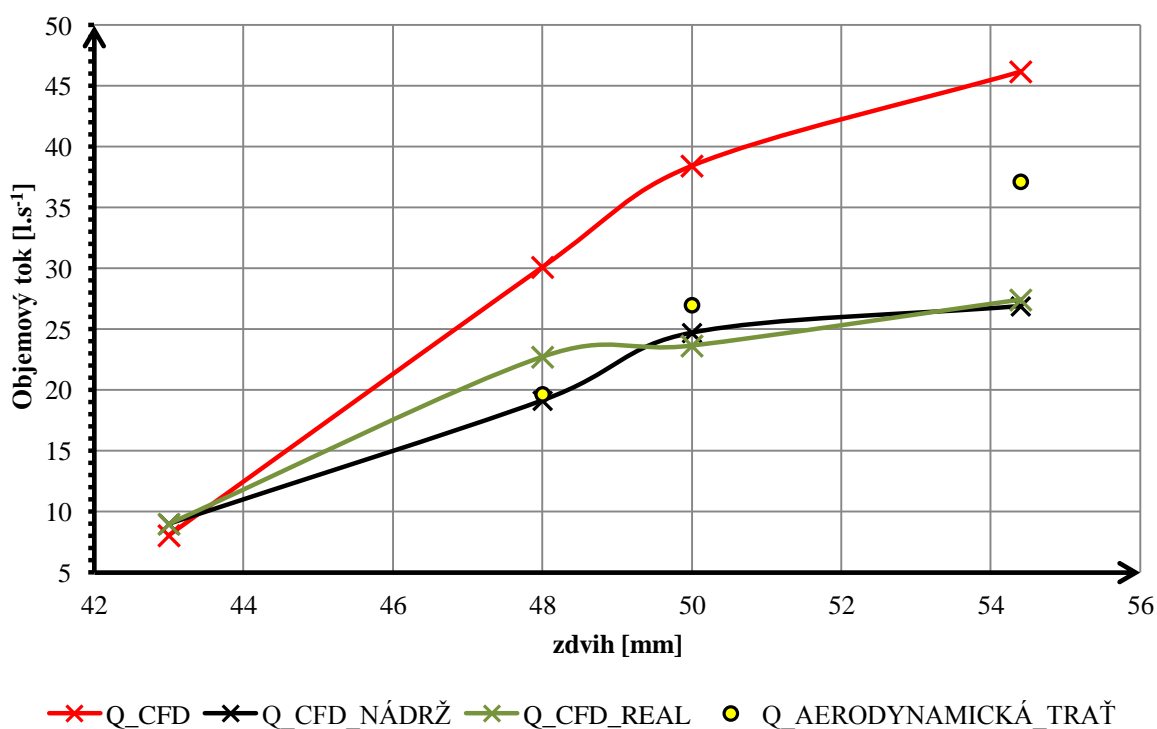
Po vytvoření 3D modelu následoval již dříve zmíněný postup generace sítě, zadání fyzikálních parametrů a nastavení výpočtu. Tlakový spád jsem nastavil dle zjištěných tlakových poměrů z aerodynamické trati.



#### 7.4.1 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MODIFIKACÍ NA ZÁKLADĚ OBJEMOVÝCH TOKŮ

Tab. 9 Objemové toky pro jednotlivé modifikace

Zdvih [mm]	$Q_{CFD}$ [ $l.s^{-1}$ ]	$Q_{CFD}$ NÁDRŽ [ $l.s^{-1}$ ]	$Q_{CFD}$ REAL [ $l.s^{-1}$ ]	$Q_{AERODYNAMICKÁ}$ TRAŤ [ $l.s^{-1}$ ]
54,4	46,18	26,89	27,42	37,14
50	38,43	24,70	23,63	26,99
48	30,10	19,13	22,72	19,66
43	8,03	8,98	8,98	-



Obr. 64 Graf- porovnání objemových toků pro jednotlivé modifikace a zdvihy

Nejvyšších hodnot objemových toků je dosaženo u přímých vstupů do přepouštěcích kanálů. U modifikace reálného motoru došlo k poklesu objemového toku vůči přímým kanálům z důvodu zmenšení průtočného průřezu do karteru a umístěním klikové hřídele, v důsledku které dochází ke vzniku ztrát proudění. Výraznějšího poklesu došlo při zdvihu pístu 50 mm. Důvodem poklesu je pravděpodobně vliv místního rozvření náplně ve válci, kde došlo k poklesu rychlosti a následně objemového toku. Pro zdvih 43 mm u všech modifikací jsou hodnoty objemových toků téměř totožné, protože škrcení průtoku náplně je tak výrazné, že na velikosti rychlosti a od toho odvíjející se objemový tok nezávisí v takové míře, jako pro ostatní zdvihy tvarování vstupu do válcové jednotky.





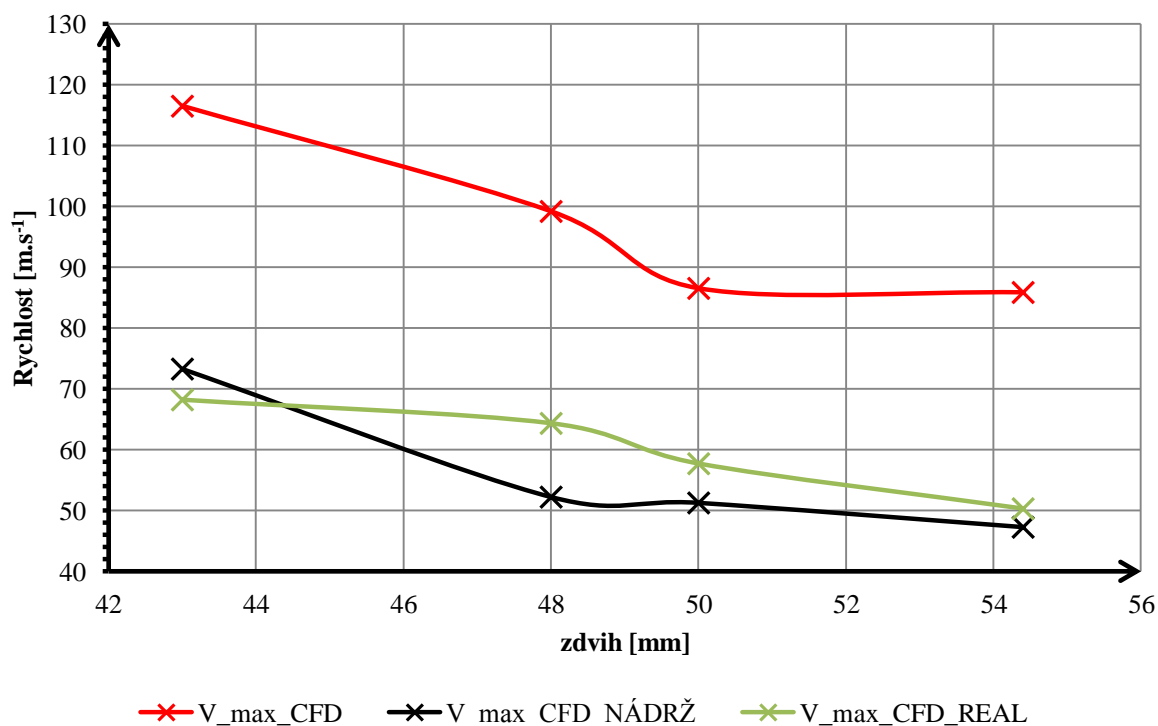
### 7.4.2 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MODIFIKACÍ NA ZÁKLADĚ RYCHLOSTÍ

Při tomto porovnání jsem se zaměřil na maximální vstupní rychlosti z přepouštěcích kanálů do válce ( $v_{\max}$ ) a průměrné rychlosti v podélném řezu vztažené pouze pro válec s kanály bez provedených úprav v rámci CFD simulace ( $v_{\text{průměrná válec}}$ ).

#### MAXIMÁLNÍ VSTUPNÍ RYCHLOST

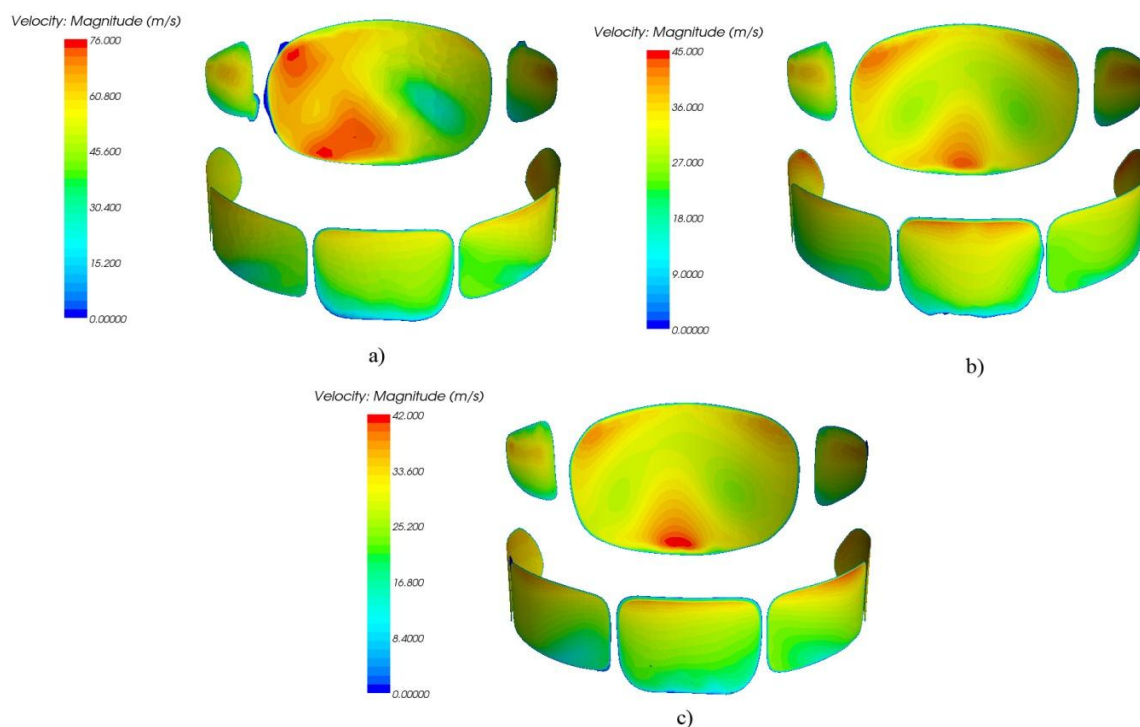
Tab. 10 Hodnoty maximálních rychlostí pro jednotlivé modifikace

Zdvih [mm]	CFD	CFD NÁDRŽ	CFD REAL
	$v_{\max}$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$v_{\max}$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$v_{\max}$ [m.s <sup>-1</sup> ]
54,4	85,87	47,25	50,29
50	86,54	51,24	57,70
48	99,19	52,21	64,33
43	116,51	73,27	68,20



Obr. 65 Graf - porovnání maximálních rychlostí pro jednotlivé modifikace a zdvihy

Nejvyšších maximálních rychlostí je dosaženo u varianty s přímými kanály podle předpokladu, jelikož je dosaženo ideálních podmínek pro vstup a dále v přímých kanálech se nevyskytuje překážka, která by způsobovala zpomalení proudění. S postupným pohybem pístu k horní úvratí dochází k nárůstu maximálních rychlostí z důvodu zmenšování průtočných oken válcové jednotky vlivem pohybu pístu a zakrytím oken kanálů.



Obr. 66 Průběh rychlosti při vstupu do válce v DÚ a) CFD b) CFD NÁDRŽ c) CFD REAL

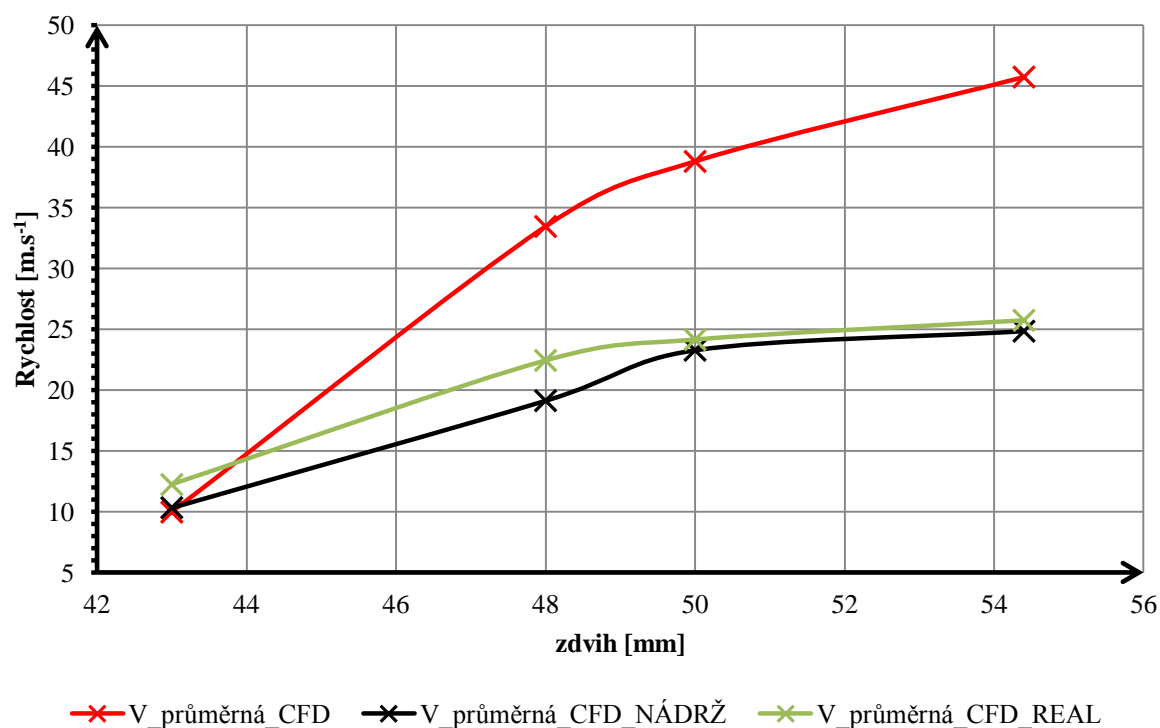
Jednotlivé rychlosti v přepouštěcích kanálech se výrazně neliší. Rozdílnosti se vyskytly u výfukového kanálu, kde u varianty s přímými kanály oblast nejvyšších rychlostí je nejrozsáhlejší a nesymetrická. Průběh rychlostí u variant uklidňovacích nádrží lze vidět jistou symetrii a pokles hodnot maximálních rychlostí. U těchto variant je pole maximálních rychlostí situována ve středu spodní části výfukového kanálu a dále s jistým poklesem rychlosti v horních rozích.

## PRŮMĚRNÁ RYCHLOST

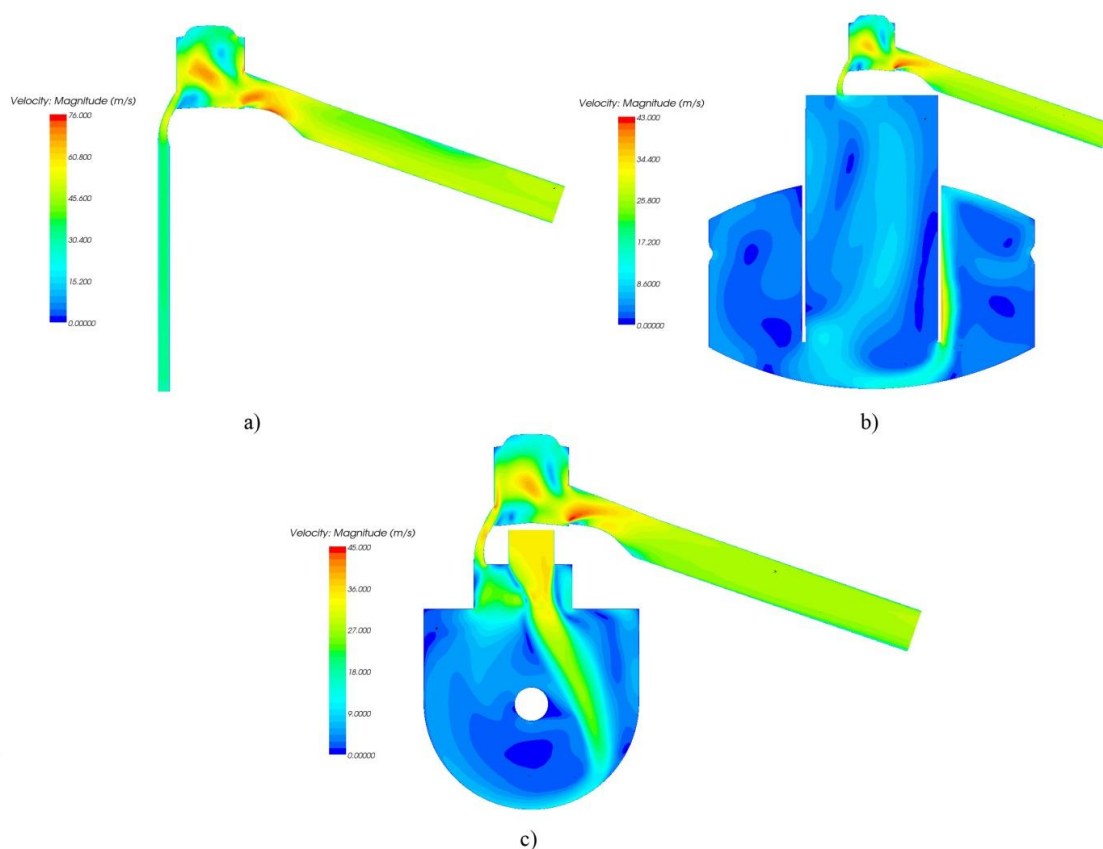
Tab. 11 Hodnoty průměrných rychlostí pro jednotlivé modifikace

Zdvih [mm]	CFD	CFD NÁDRŽ	CFD REAL
	$V_{\text{průměrná válec}}$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$V_{\text{průměrná válec}}$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$V_{\text{průměrná válec}}$ [m.s <sup>-1</sup> ]
54,4	45,75	24,85	25,74
50	38,81	23,28	24,16
48	33,46	19,13	22,44
43	9,96	10,33	12,23





Obr. 67 Graf - porovnání průměrných rychlostí v podélném řezu



Obr. 68 Průběhy rychlostí v podélném řezu v dolní úvrti a) CFD b) CFD NÁDRŽ c) CFD REAL



Z obr. 68 je zřejmý pokles maximálních vstupních rychlostí u modifikací s přidavnými nádržemi (CFD\_NÁDRŽ, CFD\_REAL), kde vstup do válcové jednotky už není ideální, jak u přímých kanálů a dochází ke zpomalení proudícího média vlivem tvarování přidavných nádrží.

Z obr. 69 je patrné, že průběhy rychlostí ve válci a příslušných kanálech jsou obdobné pro jednotlivé varianty modifikací odlišující se pouze hodnotou rychlosti a průběhem rychlostí v přidavných úpravách (přímé kanály, uklidňovací nádrž). Mezi oblastí vyšších rychlostí patří oblast vyústění přepouštěcích kanálů do válce, dále ve střední části válce a následně maximálních rychlostí je dosaženo ve vstupu do výfukového kanálu.

Pro zdvih 43 mm jsou maximální dosažené rychlosti podobné u všech modifikací vlivem výrazného škrčení v místě vstupu přepouštěcích kanálů do válce u tohoto zdvihu. U simulace reálného motoru dochází k odklonění hlavního proudu při vstupu do karteru z důvodu překážky v podobě klikové hřídele a zúženého průřezu viz obr. 63, 64.

#### 7.4.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MODIFIKACÍ NA ZÁKLADĚ MOMENTŮ HYBNOSTÍ

Složka vektoru toku momentu hybnosti se vypočítá na základě vztahu

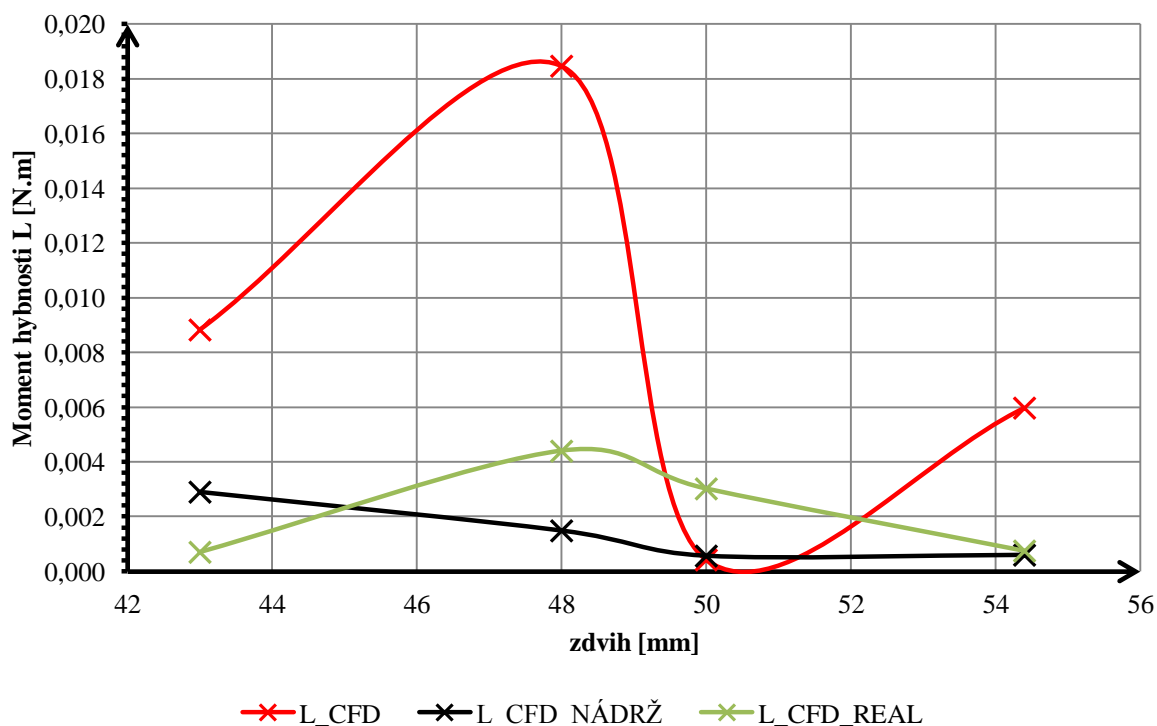
$$\dot{L} = \int_S \rho \cdot r \cdot V_t \cdot \vec{V} \cdot d\vec{S}, \quad (17)$$

kde  $\dot{L}$  je složka vektoru momentu hybnosti v  $[N.m]$ ,  $\rho$  je hustota v  $[kg.m^{-3}]$ ,  $r$  je poloha elementu  $dS$  od osy válce  $[m]$ ,  $V_t$  je tangenciální složka rychlosti  $[m.s^{-1}]$ ,  $\vec{V}$  je rychlost  $[m.s^{-1}]$ ,  $S$  je průtočná plocha  $[m^2]$ .

Tab. 12 Hodnoty momentů hybnosti pro jednotlivé modifikace

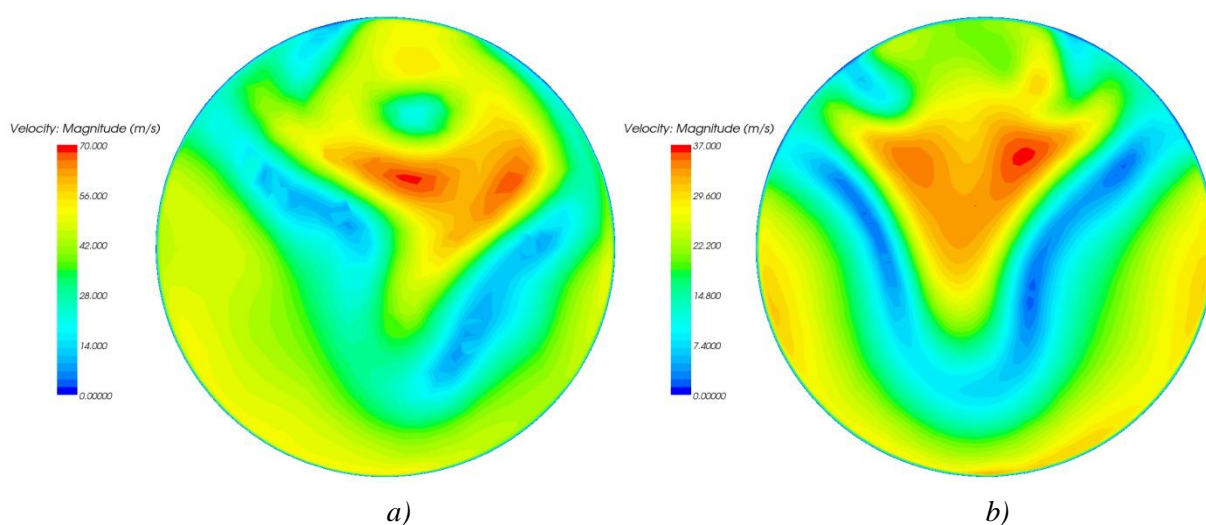
Zdvih [mm]	$L_{CFD}$ [N.m]	$L_{CFD}$ NÁDRŽ [N.m]	$L_{CFD}$ REAL [N.m]
54,4	0,00597619	0,00060063	0,00075222
50	0,00042700	0,00056922	0,00302429
48	0,01847510	0,00149107	0,00440345
43	0,00883303	0,00290497	0,00070648

Samotnou rovnici jsem musel zvlášť nadefinovat pomocí funkce Field function a následně konečnou hodnotu toku momentu hybnosti pro konkrétní plochu vypočítat pomocí funkce Surface integral. Jako referenční plochy jsem zvolil roviny kolmé k ose válce. Následně jsem provedl aritmetický průměr výsledků jednotlivých toků momentu hybnosti. Tímto postupem jsem získal hodnoty pro jednotlivé modifikace a zdvihy uvedené v tab. 12.



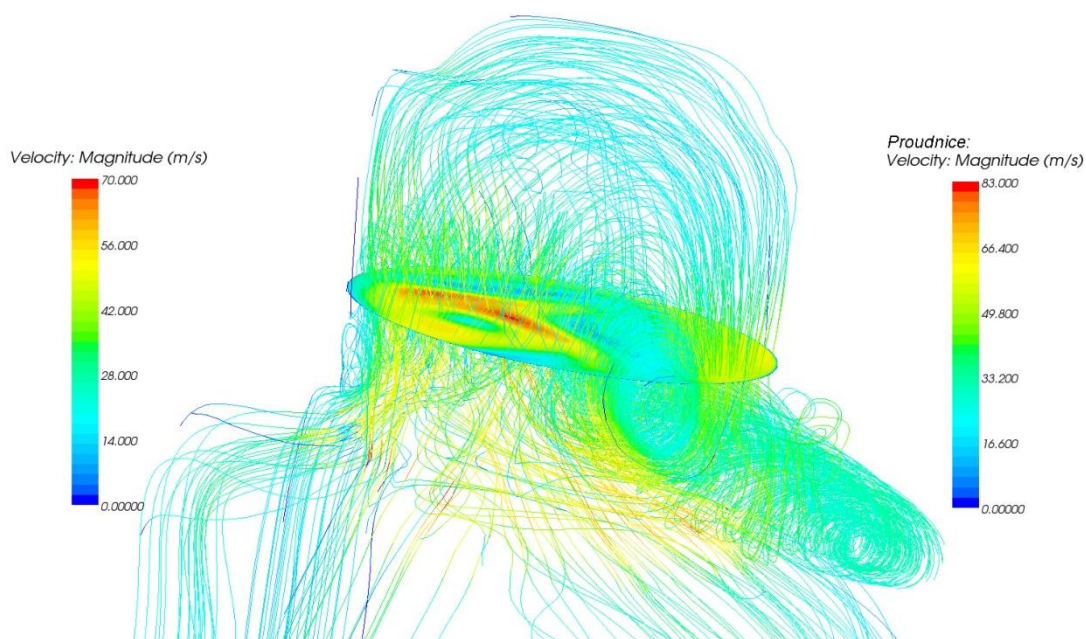
Obr. 69 Graf - porovnání momentů hybnosti pro jednotlivé modifikace

U modifikací s uklidňovací nádrží a reálného motoru nedochází k tak výrazným změnám. V těchto případech korespondují se svými průběhy rychlostí. Nejvyšších odlišností je dosaženo u modifikace s přímými kanály, kde je dosahováno nejvyšších rychlostí, které mají výrazný vliv na moment hybnosti. Navíc u této modifikace u zdvihu 48 mm vlivem rozložení vysoké rychlosti dochází k místnímu víru, který ovlivňuje pohyb pracovní náplně v daném místě a okolí. Tento jev je patrný z obr. 70, 71.



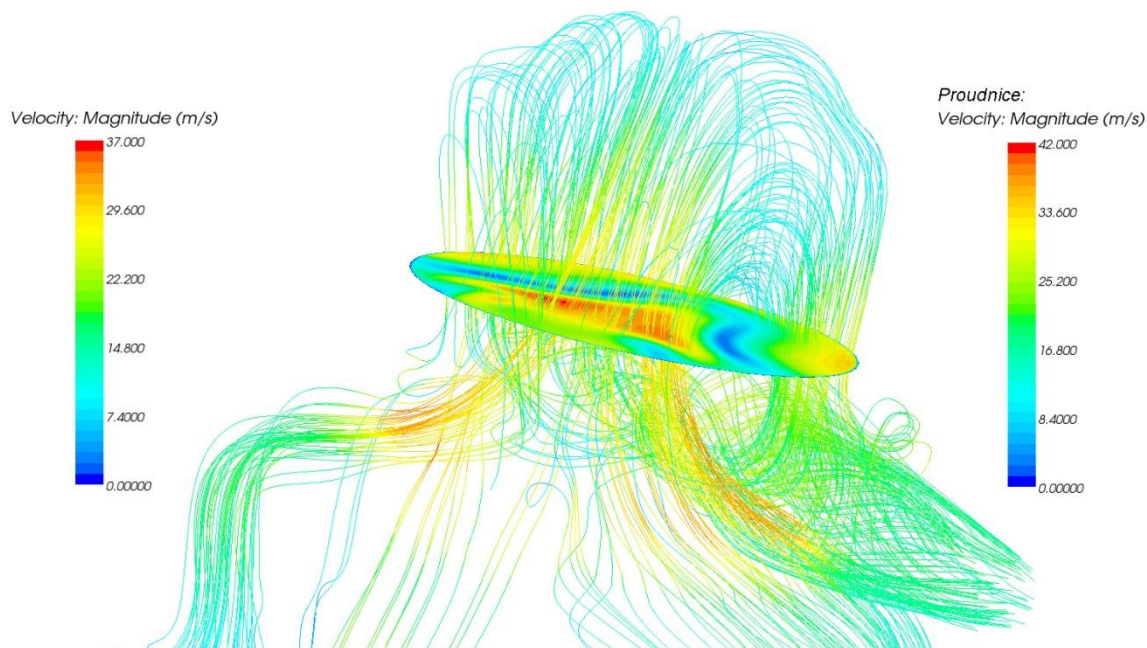
Obr. 70 Porovnání průběhů rychlosti řezem válce pro zdvih 48 mm: a) CFD b) CFD NÁDRŽ

Pozn. Orientace obrázku shodná s obr. 57.



Obr. 71 Proudnice rychlosti pro zdvih 48 mm – modifikace CFD (přímé kanály)

Z obr. 72 je patrná lokace vzniku místního vírů, který ovlivňuje pohyb pracovního média. Vlivem působením vírů dochází k usměrňování proudu pracovního média do pravé části válce (při pohledu podle obr.71), což má za následek nesymetrické proudění náplně válce. Na obr. 71 je vidět nesymetrické rozložení pracovního média. Ovlivnění vírem se částečně projevuje již při zdvihu 50 mm. Pro porovnání slouží obr. 73 pro stejný zdvih modifikace – CFD NÁDRŽ, kde nedochází ke vzniku popisovaného víru.



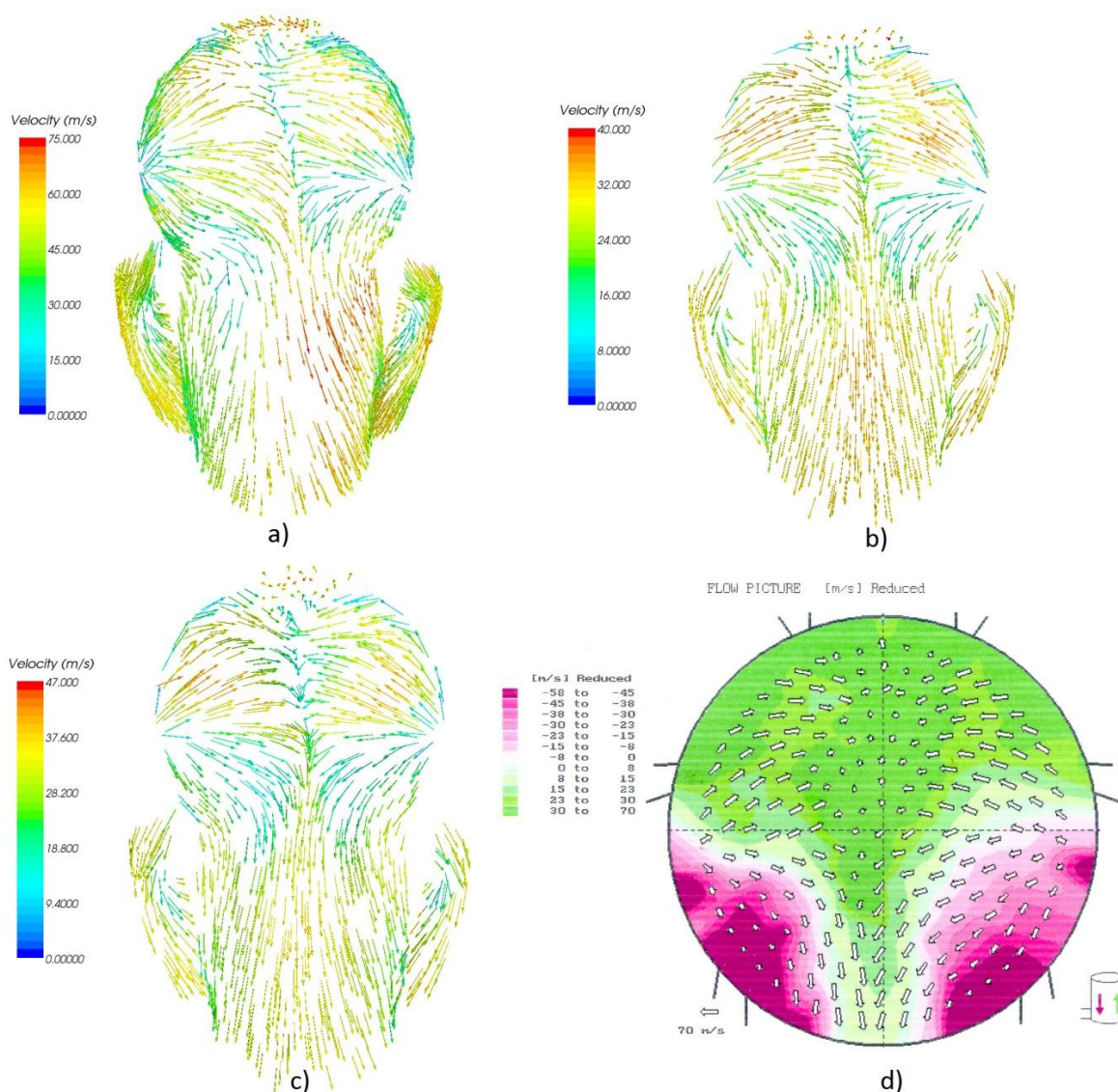
Obr. 72 Proudnice rychlosti pro zdvih 48 mm – modifikace CFD NÁDRŽ



#### 7.4.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MODIFIKACÍ NA ZÁKLADĚ VEKTOROVÝCH POLÍ RYCHLOSTI

Při tomto porovnání jsem se zaměřil na zdvih, kdy píst je v dolní úvrati. Tato pozice je většinou výchozí pro měření na aerodynamické trati a navíc je nejprokazatelnější při provedení úpravy na přepouštěcích a výfukovém kanále.

Na obr. 74 jsou uvedena vektorová pole rychlosti pro jednotlivé modifikace včetně obrazce z aerodynamické trati.

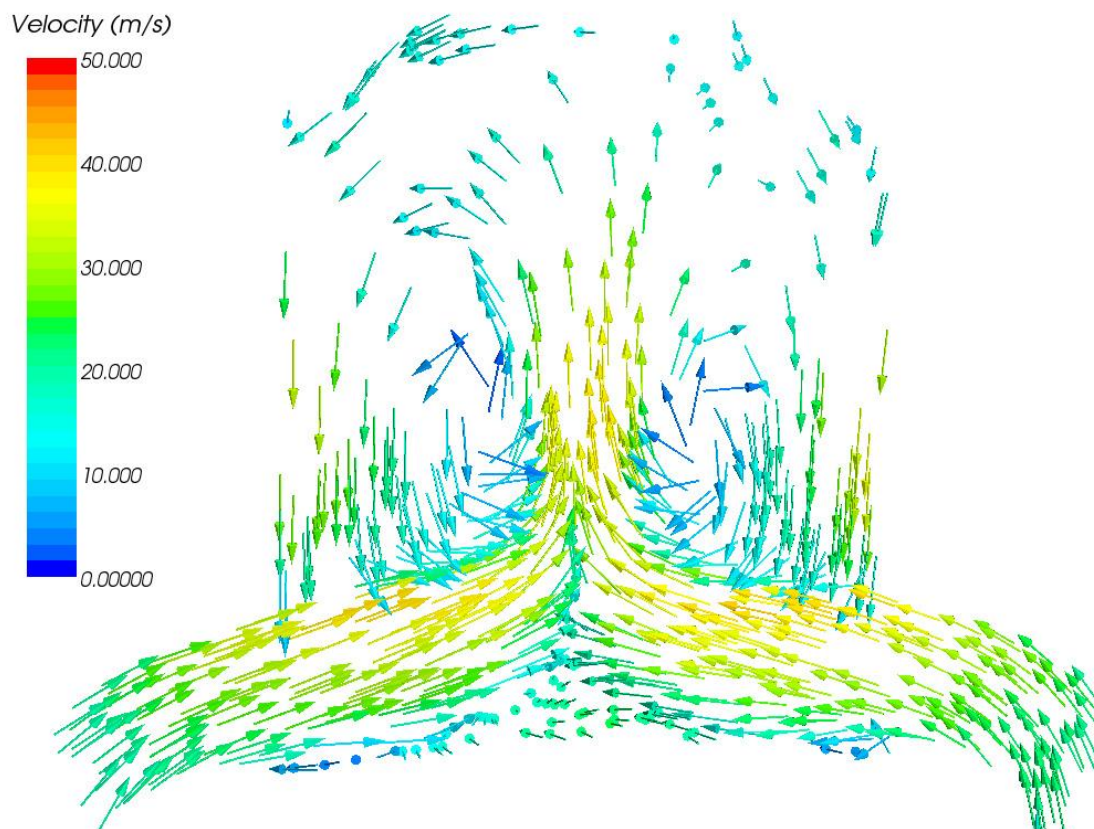


Obr. 73 Vektorová pole rychlosti pro jednotlivé modifikace v dolní úvrati  
a) CFD b) CFD NÁDRŽ c) CFD REAL d) Aerodynamická trať

V porovnání s aerodynamickou tratí se nejvíce shodují v případech b) a c). Jedná se o modifikaci s uklidňující nádrží a potom varianta reálného motoru. Pro objasnění vektorového obrazce rychlosti z aerodynamické trati, zelená oblast naznačuje, že směr směřuje směrem k hlavě válce. Červená pole symbolizují směr pohybu dolů do výfukového kanálu.

Směr a orientace vektorů odpovídají experimentálnímu měření, jak v oblasti vstupu do válce, tak i oblasti výstupu resp. vstupu do výfukového kanálu, kde dochází k sjednocení do jednotného proudu. Důležitou roli pro dosažení maximální účinnosti je přesná symetrie přepouštěcích kanálů k ose válce. Přesné naladění přepouštěcích kanálů proti sobě má výrazný vliv na výplach motoru, dokonce porovnatelný s úpravou těchto kanálů za účelem zvětšení jejich objemu a dosažení většího objemového toku.

Pro názornost vektory rychlostí v příčném řezu válcovou jednotkou.

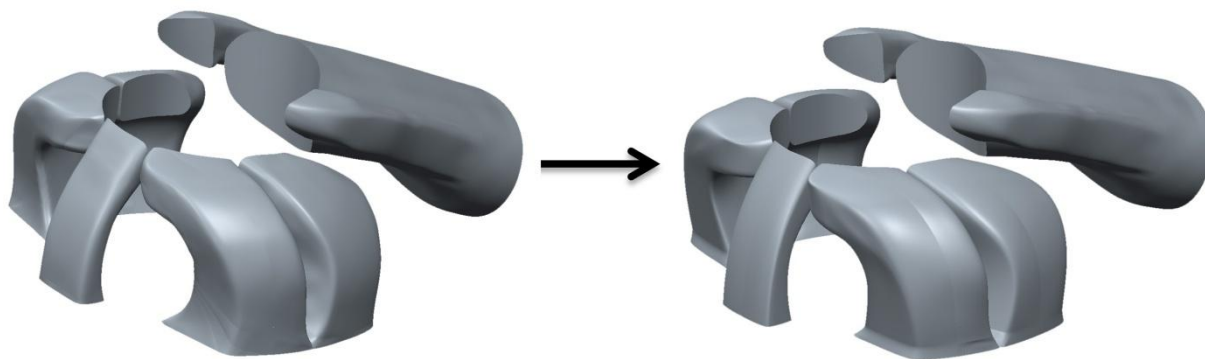


*Obr. 74 Vektory rychlosti v příčném řezu v dolní úvrati*

Vektory rychlosti naznačují směr pohybu pracovního média po vstupu do válce. Jednotlivé proudy směsí z obou stran přepouštěcích kanálů se v prostřední části spojují. V této oblasti je dosahováno vyšších rychlostí a následně po obratu proudu v okolí hlavy válce dochází ke zpomalení pracovního média a následně směs odchází výfukovým kanálem ven z pracovního prostoru válce.

## 8 VLASTNÍ MODIFIKACE TVARU PŘEPOUŠTĚCÍCH KANÁLŮ

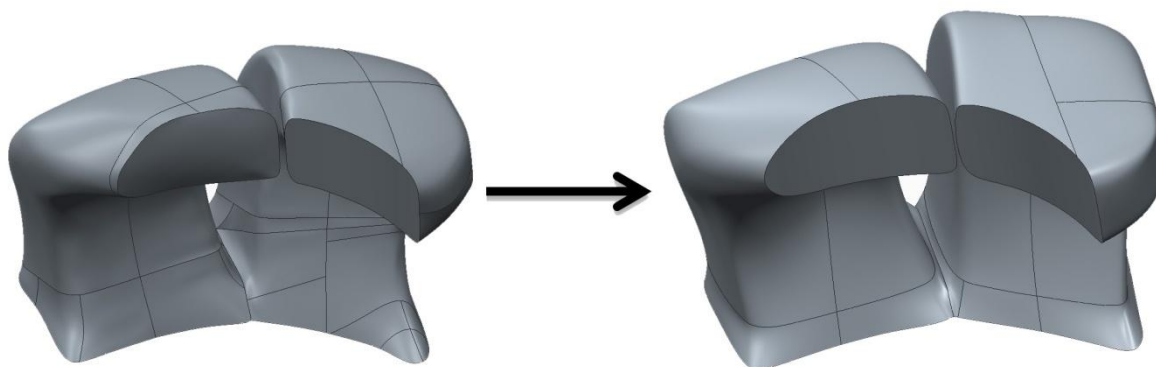
Při realizaci vlastní úpravy jsem se rozhodl modifikovat přepouštěcí kanály. Výfukový kanál jsem nechal původní beze změny. Oproti původním přepouštěcím kanálům jsem modifikoval tvar vstupu do přepouštěcích kanálů z karteru. Další provedenou změnou je nárůst objemu zmíněných kanálů a přesná symetrie vůči sobě. Pomocný pátý přepouštěcí kanál, u něhož jsem rovněž zvětšil objem, jsem upravil vyústění do válce tak, že pracovní médium usměrňuje více k hlavě válce s cílem zvýšit rychlost proudění ve válci.



Obr. 75 Porovnání původní verze s modifikací přepouštěcích kanálů kompletní válcové jednotky

Tab. 13 Porovnání parametrů původní verze s modifikací přepouštěcích kanálů

Přepouštěcí kanály	Původní verze		Modifikace	
	Hlavní kanál	Vedlejší kanál	Hlavní kanál	Vedlejší kanál
Povrch	3362,96 mm <sup>2</sup>	3812,85 mm <sup>2</sup>	3420,56 mm <sup>2</sup>	3887,26 mm <sup>2</sup>
Obsah vstupu z karteru	1043,45 mm <sup>2</sup>		1065,23 mm <sup>2</sup>	
Obsah výstupu - do válce	229,82 mm <sup>2</sup>	252,51 mm <sup>2</sup>	238,22 mm <sup>2</sup>	257,91 mm <sup>2</sup>
Celkový objem	32042,30 mm <sup>3</sup>		33667,80 mm <sup>3</sup>	



Obr. 76 Porovnání původní verze přepouštěcích kanálů s modifikací



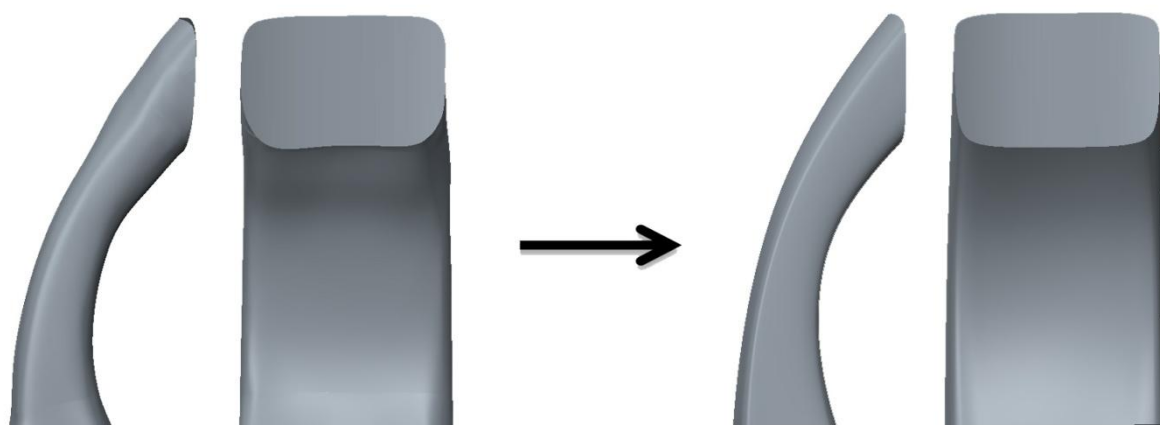


Ve vzájemném srovnání došlo ve všech uvedených parametrech k nárůstu hodnot. Nejvíce došlo k nárůstu celkového objemu o 4,8 % oproti původní verzi. Snažil jsem se docílit změn do takové míry, aby daná úprava byla proveditelná na skutečném válci. Především došlo k nárůstu již zmíněného objemu, ale kromě toho jsem modifikoval vstupní tvar přepouštěcích kanálů z klikové skříně a mírně modifikoval tvar oken přepouštěcích kanálů.

Dalším členem válcové jednotky, který jsem upravil je pomocný pátý přepouštěcí kanál. V následující tabulce uvádím základní parametry před a po modifikaci.

*Tab. 14 Porovnání parametrů původní verze s modifikací přepouštěcích kanálů*

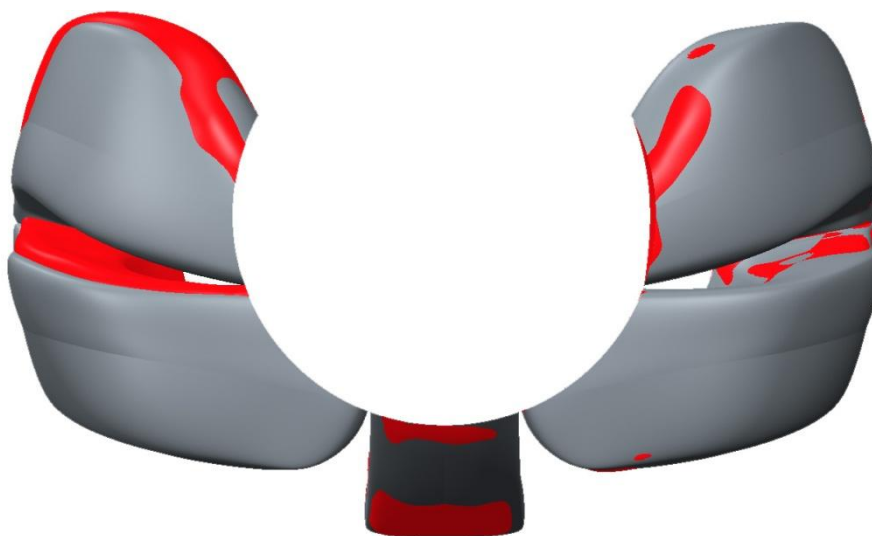
Pomocný kanál	Původní verze	Modifikace	Nárůst [%]
Povrch	1827,93 mm <sup>2</sup>	1933,64 mm <sup>2</sup>	5,47
Obsah vstupu	175,18 mm <sup>2</sup>	187,70 mm <sup>2</sup>	6,67
Obsah výstupu do válce	243,06 mm <sup>2</sup>	257,00 mm <sup>2</sup>	5,42
Celkový objem	4687,58 mm <sup>3</sup>	5044,51 mm <sup>3</sup>	7,08



*Obr. 77 Porovnání původní verze pomocného kanálu s modifikací*

Při pohledu na obrázky porovnání původní verze s modifikovanou není zcela patrná provedená úprav. Z tohoto důvodu uvádím následující obrázek, na kterém je původní a modifikovaná verze navzájem překryta viz obr. 79.

Z obr. 79 vyplývá, že původní verze není symetrická vůči ose válce. Při tvorbě modelu kanálů původní jednotky jsem nepoužil funkci symetrie, ale vycházel jsem ze skutečného modelu každého kanálu získaného z 3D scanneru. Při tvorbě již modifikované válcové jednotky jsem použil funkci symetrie, kde přepouštěcí kanály jsou přesně symetrické dle osy válce.



Obr. 78 Překrytí původní verze s modifikací (červená - původní, šedá- modifikace)

Po provedení úprav jsem přiřadil modifikované válcové jednotce uklidňovací nádrž dle aerodynamické trati, z důvodu případné skutečné realizaci úprav na válci kvůli snadnému ověření provedené úpravy.

Opět následoval stejný algoritmus postupu. Po vytvoření 3D modelu jsem nastavil CFD simulaci podle stejných parametrů zmíněných v předchozích kapitolách včetně nastavení tlakového spádu dle aerodynamické trati.

## 8.1 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ VLASTNÍ MODIFIKACE PŘEPOUŠTĚCÍCH KANÁLŮ

Celkové porovnání je vztaženo k simulacím uvedených v předchozích kapitolách. Jedná se o porovnání mezi CFD NÁDRŽ, CFD REAL a mnou modifikovanou verzí CFD MODIFIKACE. Výchozím srovnáním jsou hodnoty objemových toků. Následně jsem provedl porovnání ve stejném sledu jako v kapitole 7.4. Nejvíce vypovídající porovnání bude porovnání s modifikací přídavné nádrže (CFD\_NÁDRŽ), jelikož jsem u modifikované verze přepouštěcích kanálů použil stejné parametry nádrže.

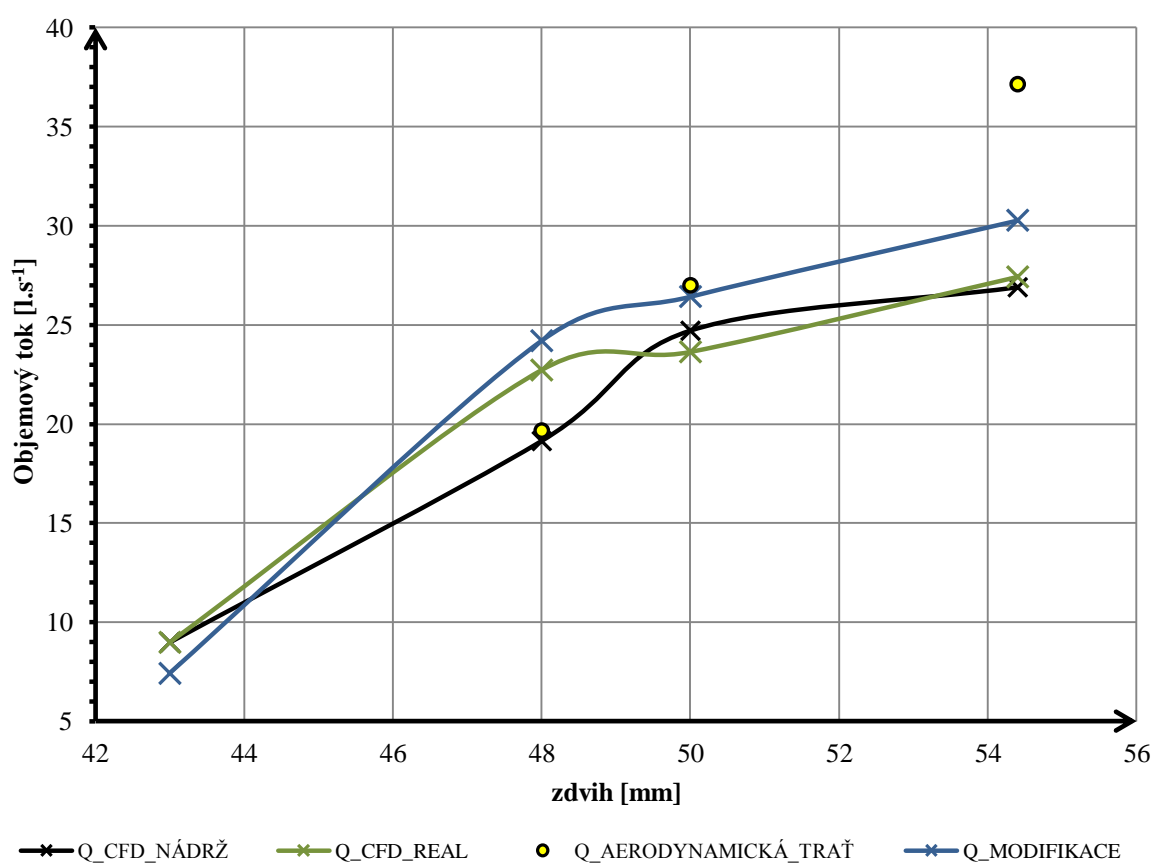
Z předchozího porovnání v kapitole 7.4 vyplývá, že hodnoty hodnotících kritérií u přímých kanálů se pohybují v odlišných vyšších hodnotách oproti modifikaci s přídavnou nádrží, kterou považují za výchozí variantu. Pro celkové porovnání jsem vynechal modifikaci s přímými kanály, které již v této fázi práce nemají vypovídající hodnotu a jsou zavádějící.



### 8.1.1 CELKOVÉ POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ NA ZÁKLADĚ OBJEMOVÝCH TOKŮ

Tab. 15 Hodnoty objemových toků pro jednotlivé modifikace

Zdvih [mm]	$Q_{CFD}$ [l.s <sup>-1</sup> ]	$Q_{CFD\ NÁDRŽ}$ [l.s <sup>-1</sup> ]	$Q_{CFD\ REAL}$ [l.s <sup>-1</sup> ]	$Q_{MODIFIKACE}$ [l.s <sup>-1</sup> ]	$Q_{AERODYNAMICKÁ\ TRAŤ}$ [l.s <sup>-1</sup> ]
54,4	46,18	26,89	27,42	30,27	37,14
50	38,43	24,70	23,63	26,43	26,99
48	30,10	19,13	22,72	24,19	19,66
43	8,03	8,98	8,98	7,41	-



Obr. 79 Graf - celkové porovnání objemových toků

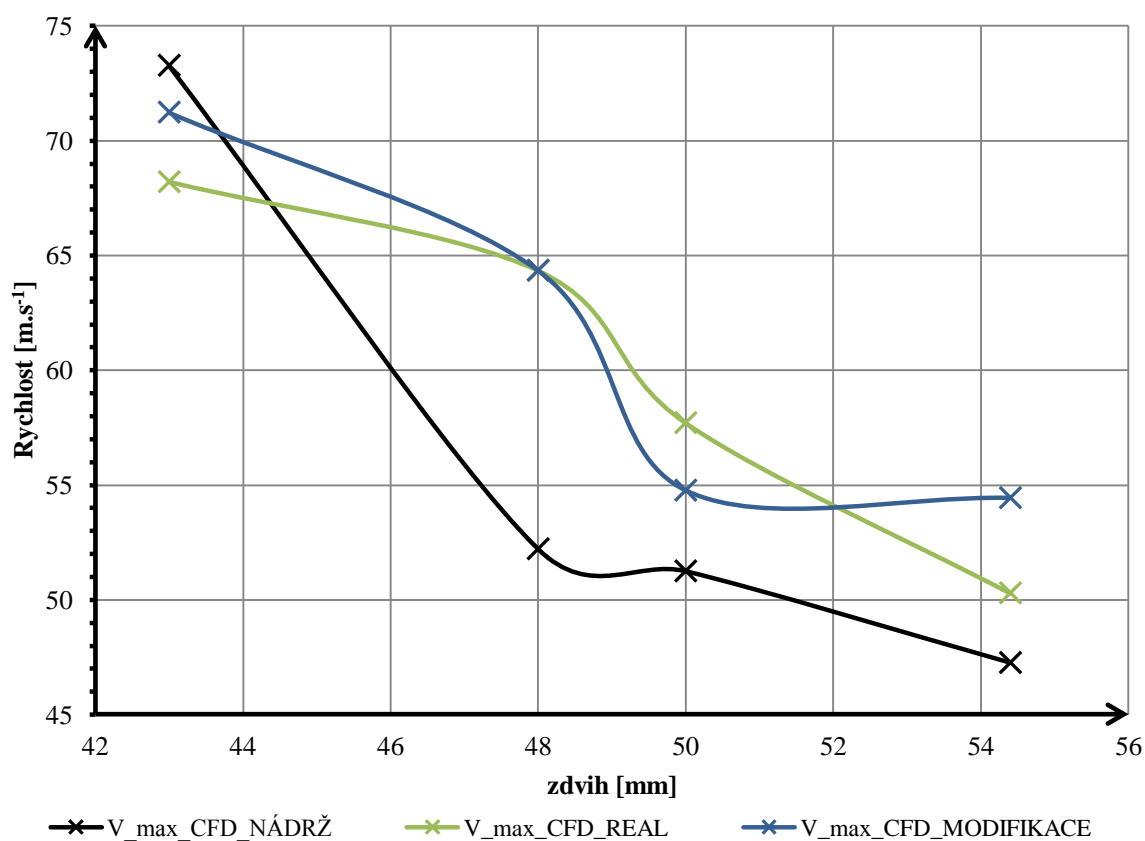


### 8.1.2 CELKOVÉ POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MODIFIKACÍ NA ZÁKLADĚ RYCHLOSTÍ

#### MAXIMÁLNÍ RYCHLOSTI

Tab. 16 Hodnoty maximálních vstupních rychlostí pro jednotlivé modifikace

Zdvih [mm]	CFD	CFD NÁDRŽ	CFD REAL	CFD MODIFIKACE
	$V_{\max}$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$V_{\max}$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$V_{\max}$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$V_{\max}$ [m.s <sup>-1</sup> ]
54,4	85,87	47,25	50,29	54,43
50	86,54	51,24	57,70	54,76
48	99,19	52,21	64,33	64,34
43	116,51	73,27	68,20	71,23



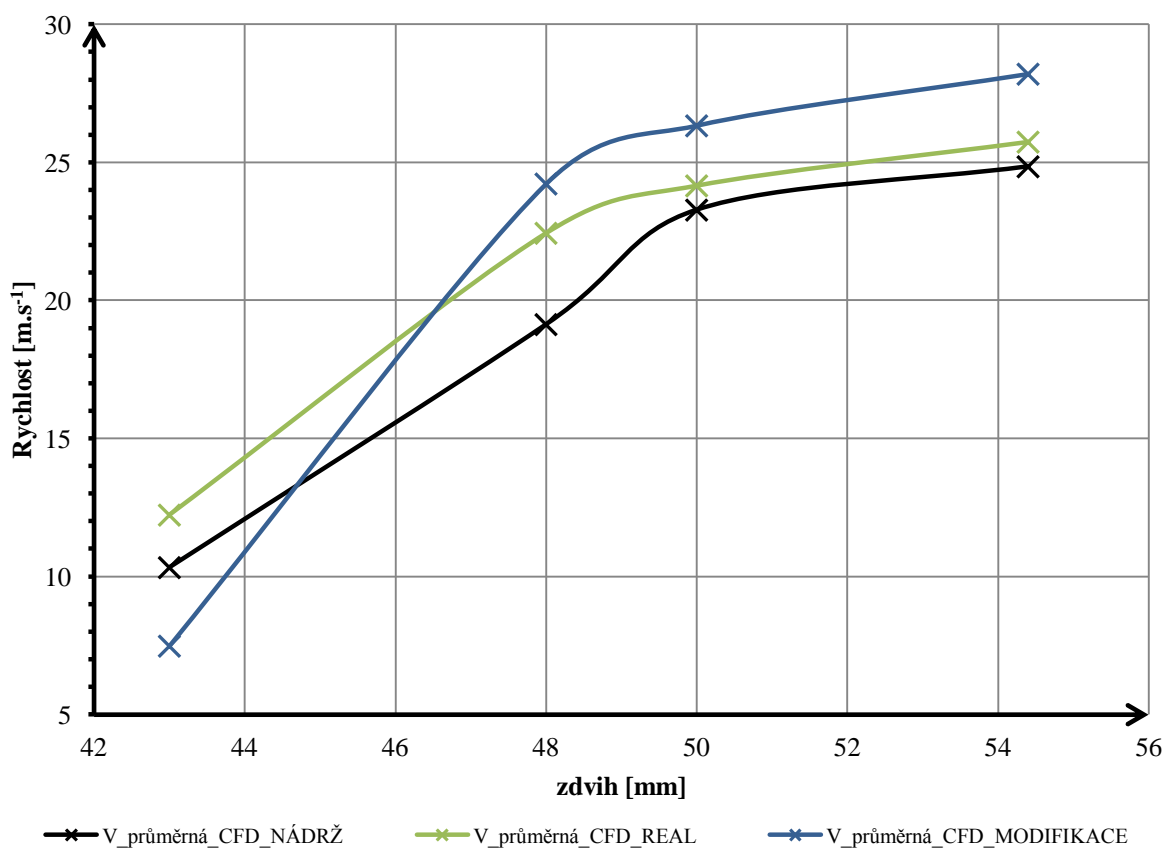
Obr. 80 Graf - celkové porovnání maximálních vstupních rychlostí



## PRŮMĚRNÁ RYCHLOST

Tab. 17 Hodnoty průměrných rychlostí pro jednotlivé modifikace

Zdvih [mm]	CFD	CFD NÁDRŽ	CFD REAL	CFD MODIFIKACE
	$V_{\text{průměrná válec}} [\text{m.s}^{-1}]$	$V_{\text{průměrná válec}} [\text{m.s}^{-1}]$	$V_{\text{průměrná válec}} [\text{m.s}^{-1}]$	$V_{\text{průměrná válec}} [\text{m.s}^{-1}]$
54,4	45,75	24,85	25,74	28,20
50	38,81	23,28	24,16	26,33
48	33,46	19,13	22,44	24,23
43	9,96	10,33	12,23	7,48



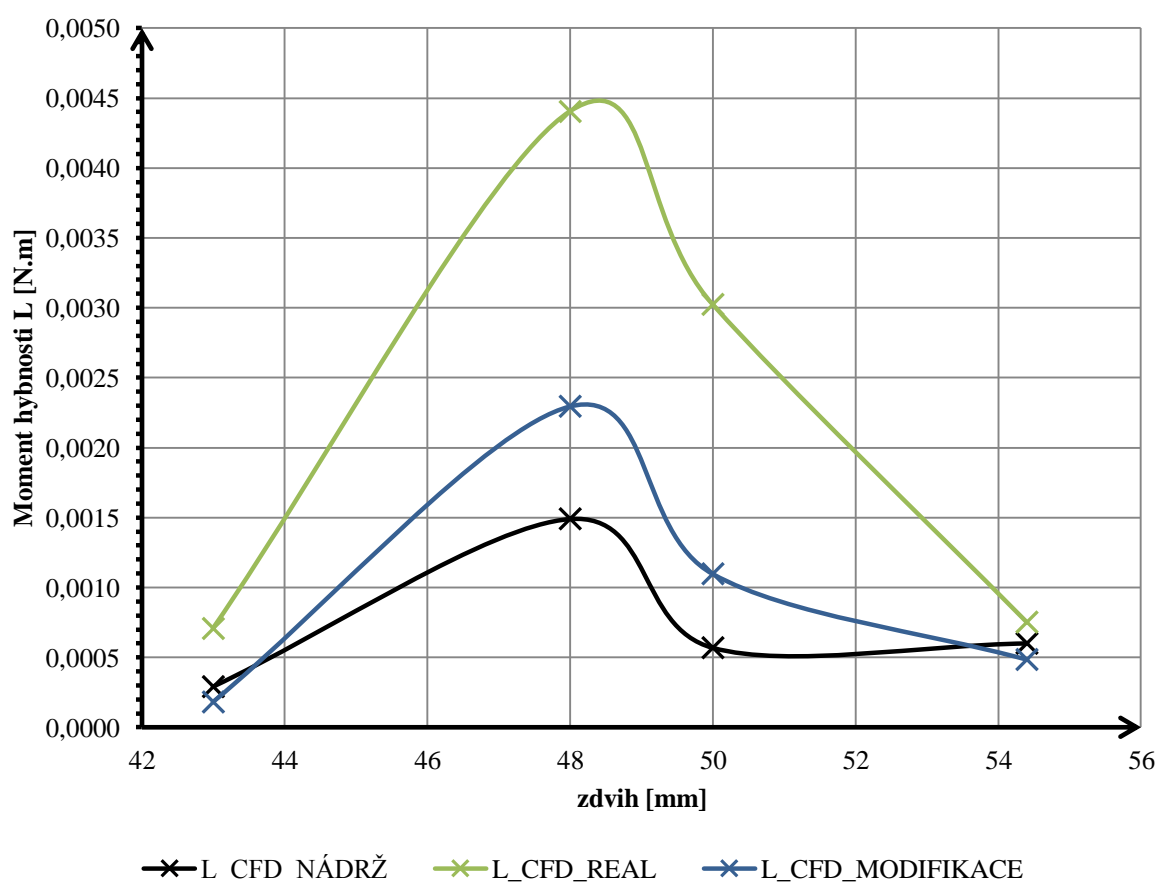
Obr. 81 Graf - celkové porovnání průměrných rychlostí



### 8.1.3 CELKOVÉ POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MODIFIKACÍ NA ZÁKLADĚ MOMENTŮ HYBNOSTÍ

Tab. 18 Hodnoty momentů hybnosti pro jednotlivé modifikace

Zdvih [mm]	$L_{CFD}$ [N.m]	$L_{CFD}$ NÁDRŽ [N.m]	$L_{CFD}$ REAL [N.m]	$L_{CFD}$ MODIFIKACE [N.m]
54,4	0,00597619	0,00060063	0,00075222	0,00048490
50	0,00042700	0,00056922	0,00302429	0,00109784
48	0,01847510	0,00149107	0,00440345	0,00229549
43	0,00883303	0,00290497	0,00070648	0,00018089

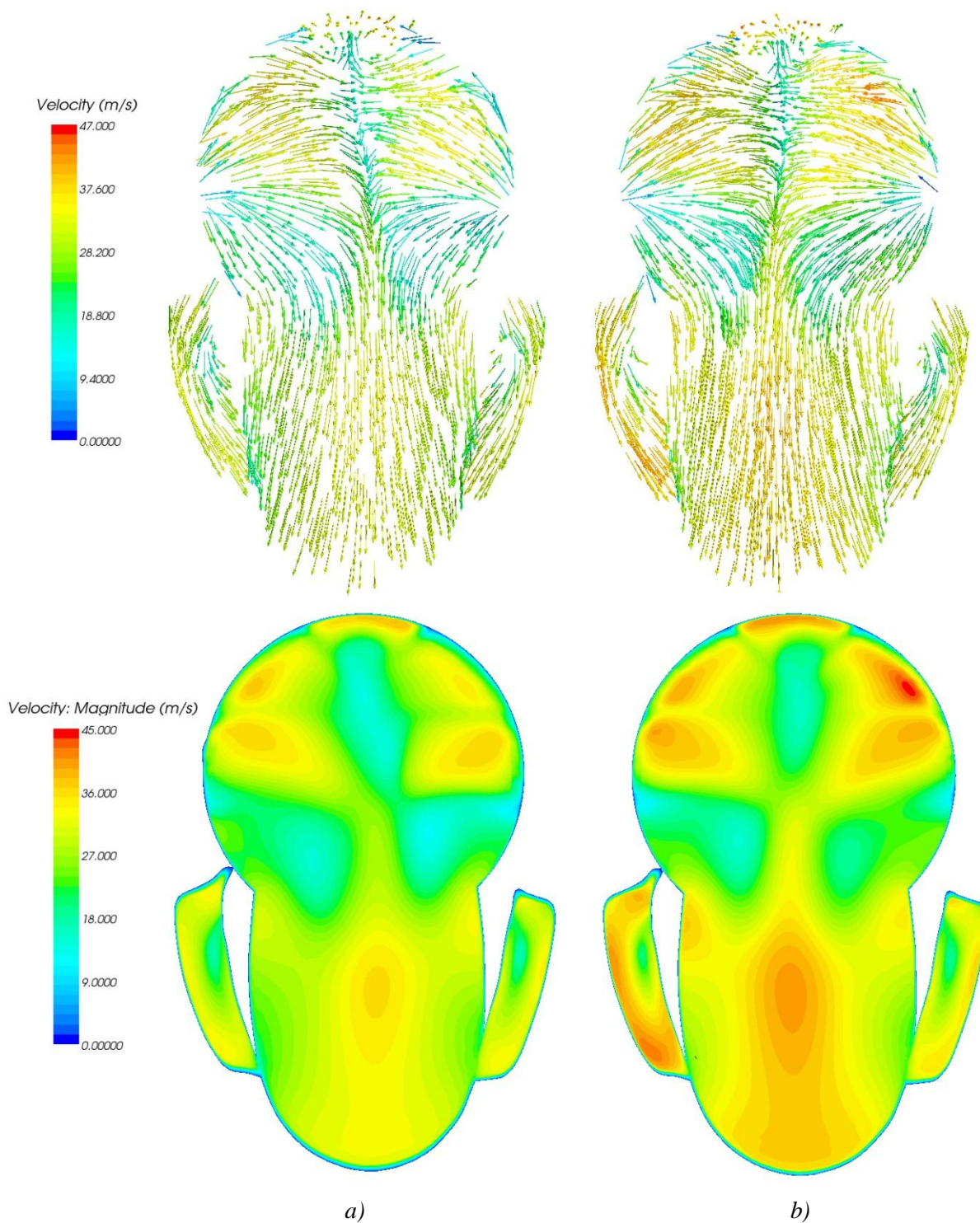


Obr. 82 Graf - celkové porovnání momentů hybnosti



#### 8.1.4 CELKOVÉ POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MODIFIKACÍ VEKTOROVÝCH POLÍ RYCHLOSTI

Zde jsem zohlednil porovnání pouze s modifikací přídavné nádrže z důvodu, že modifikovaná verze přepouštěcích kanálů vychází ze stejné přídavné nádrže.



Obr. 83 Vektorové pole rychlosti a průběh rychlostí v DÚ: a) *CFD\_NÁDRŽ* b) *CFD\_MODIFIKACE*



## 8.2 SHRUTÍ CELKOVÉHO POROVNÁNÍ MODIFIKACE

Podle předpokladu změnou geometrie došlo k navýšení objemového toku oproti ostatním modifikacím opatřených přídatnou nádrží. Při zdvihu 43 mm došlo k poklesu hodnoty objemového toku pod úroveň nejmenší hodnoty objemového toku 8,03 l/s. Tento jev je pravděpodobně odrazem změnou geometrie přepouštěcích oken ústících do válce, kde dojde k nárůstu ztrát vlivem škrcením.

Hodnoty maximální vstupních rychlostí provedené modifikace v celkovém měřítku oproti verzi s přídatnou nádrží mírně stouply. Při zdvihu 50 mm došlo k mírnému poklesu. Průměrné hodnoty v podélném řezu vzrostly a kopírují průběh  $v_{\text{průměrná\_CFD}}$  až na zdvih 43 mm, kde dochází k mírnému poklesu.

Průběh momentu hybnosti klesl oproti verzi s přídatnou nádrží. Pokles je ovlivněn odlišným průběhem rychlostí ve válci, který je odrazem změny geometrie přepouštěcích kanálů. Všechny modifikace mají podobný průběh momentu hybnosti.

Při porovnání vektorových polí rychlosti se modifikovaná verze přepouštěcích kanálů výrazně neliší. Odlišnosti lze najít u hodnot rychlostí, které dosahují větších velikostí u modifikované verze. Patrná je mírná změna toku výfukovým kanálem. Vlivem přesné symetrie přepouštěcích kanálů jsem docílil větší rovnoměrnosti rozložení pracovní látky vůči podélné ose. I přes přesnou symetrii přepouštěcích kanálů dochází k jevu, kdy pracovní látka proudící z pravého hlavního přepouštěcího kanálu má vyšší rychlost oproti levému. V místě vtoku do pravého výfukového kanálu je mírné lokální zvětšení rychlosti patrně ovlivněné jevem vyšší rychlosti z levého kanálu, kde dochází k ovlivnění pohybu pracovní látky.



## ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl návrh konstrukční úpravy za účelem zvýšení plnicí účinnosti zadaného dvoudobého zážehového motoru IAME Parilla Reedster KF1. Pro dosažení zadaných cílů bylo nutné seznámení se s problematikou výměny náplně ve válci dvoudobých motorů.

Prvním krokem popsaným v kapitole 3 bylo získání geometrie přepouštěcích a výfukového kanálu včetně jejich vzájemné polohy ve válci. Pro vytvoření CAD modelu válcové jednotky jsem využil reverzního inženýrství, kdy prostřednictvím 3D scanneru Atos jsem převedl jednotlivé odlitky kanálů do digitální podoby. Takto získanou geometrii a potřebné části modelu jsem následně upravoval a modeloval v programu Pro/Engineer.

Druhým krokem byla realizace CFD simulace, kde jsem zohlednil vstup do válcové jednotky a následné porovnání s experimentálním měřením na aerodynamické trati. Zpočátku jsem uvažoval ideální vstup prostřednictvím dlouhých přímých kanálů, které se v pozdější fázi práce ukázaly jako nevhodné řešení. Důvodem opuštění varianty přímých kanálů bylo dosažení výrazných rozdílů ve výsledcích v porovnání s výsledky zjištěných na aerodynamické trati. Hlavním kritériem hodnocení jsem si zvolil objemový tok, který se navýšil řádově o  $10 \text{ l.s}^{-1}$  v porovnání s aerodynamickou tratí. Dalším kritériem pro porovnání jsem zvolil vektorové pole rychlosti, které taky vykazovalo výrazné odlišnosti v porovnání s aerodynamickou tratí. Rozdíly byly nejpatrnější v asymetrii vektorových polí rychlosti a dále orientace vektorů rychlosti zcela neodpovídala experimentálnímu měření.

Z důvodu porovnání výsledků s aerodynamickou tratí jsem provedl úpravu na výpočtovém modelu tím, že jsem přímé kanály nahradil přidavnou nádrží dle parametrů uklidňovací nádrže, která je součástí aerodynamické trati. Další provedenou změnou je nastavení tlakového spádu z konstantního tlakového spádu  $5000 \text{ Pa}$  na tlakový spád zjištěný z aerodynamické trati, viz Tab. 6. Tímto způsobem jsem si ověřil vhodnost nastavení CFD simulace. V případě objemových toků došlo k přiblížení k hodnotám z aerodynamické trati. U zdvihu  $48 \text{ mm}$  jsem dosáhl stejné hodnoty objemového toku. S postupným pohybem pístu směrem k dolní úvrati došlo k nárůstu difference mezi hodnotami z CFD simulace a experimentálního měření. Vektorová pole rychlosti se přiblížila výsledkům z experimentálního měření, kdy po zmíněné úpravě vykazují jistou symetrii vzhledem k podélné ose a orientace vektorů odpovídají orientaci z aerodynamické trati, viz Obr. 61.

Ze zjištěných okolností vyplývá, že vstup do přepouštěcích kanálů má důležitou roli, jelikož výrazně ovlivňuje parametry proudění pracovní látky válcovou jednotkou. Po této úpravě jsem došel k závěru, že parametry proudění při skutečné činnosti dvoudobého motoru budou dosahovat jiných hodnot, které jsou navíc ovlivněny dynamickými jevy v sacím traktu závislé na otáčkách motoru. Z toho důvodu jsem modifikoval výpočtový model, kde jsem dodatečně vytvořil vstup do karteru a totožnou klikovou hřídel včetně odpovídajícího umístění dle parametrů zadaného motoru. Pro zjednodušení výpočtového modelu jsem umístil vstup do karteru v ose válce pod pístem o průměru odpovídajícímu skutečnému vstupu sání před jazýčkovým ventilem.

Ve vzájemném porovnání modifikací na základě objemových toků došlo u verze reálného motoru k dosažení přibližných hodnot jako u modifikace s přidavnou nádrží. Průběh křivky objemového toku kopíruje s průměrným nárůstem  $1,9 \text{ l.s}^{-1}$  křivku objemového toku u verze s přidavnou nádrží. V případě zdvihu  $50 \text{ mm}$  došlo k poklesu křivky o  $5,52 \text{ l.s}^{-1}$



pravděpodobně způsobeno nižší rychlostí proudění pracovní látky ve válci. V porovnání maximálních vstupních rychlostí došlo k navýšení hodnot s tendencí zvyšování maximální rychlosti s postupným pohybem pístu k horní úvrati. V průběhu vektorových polí nedošlo ke změnám orientací vektorů.

Dalším cílem této práce bylo navrhnutí vlastní úpravy válcové jednotky. Hlavní snahou této úpravy jsem si stanovil dosažení vyššího objemového toku. Provedenou úpravou jsem navýšil celkový objem přepouštěcích kanálů o 7,08 %. Oproti původní verzi jsem modifikoval tvar vstupu do přepouštěcích kanálů z karteru, dále jsem se zaměřil na přesnou symetrii přepouštěcích kanálů vůči sobě. Pomocný pátý přepouštěcí kanál jsem upravil s cílem zvýšení rychlosti za účelem urychlení vratného vyplachování. Výfukový kanál jsem nechal původní beze změny.

Celkové porovnání výsledků vlastní úpravy přepouštěcích kanálů s ostatními modifikacemi je uvedeno v kapitole 8.1. Z Obr. 80 vyplývá nárůst objemového toku při zdvizích 54,40 mm, 50 mm, 48 mm bohužel u zdvihu 43 mm došlo k mírnému poklesu. Provedenou úpravou jsem docílil také navýšení maximálních vstupních rychlostí v celkovém měřítku. Z hlediska porovnání vektorových polí rychlosti jsem dosáhl přesnější symetrie a rozložení pracovní látky vzhledem k podélné ose.

Všechny cíle diplomové práce byly postupně splněny v celém rozsahu. Dalším zajímavým krokem by byla realizace navržené úpravy na skutečném válci motoru a změření vnější otáčkové charakteristiky.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [2] Molnár, V.: Počítačová dynamika tekutin [online], 2009, poslední revise 6. 10. 2012. Dostupné z: <<http://www.cfd.sk/cfd-book/>>
- [3] BLAIR, Gordon P. *The basic design of two-stroke engines*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1990, xiv, 672 p. ISBN 15-609-1008-9.
- [4] IAME Parilla Leopard Conrod Complete Kart Bay. Online go kart store, dirt karts and go karts, parts and accessories[online]. 2013 [cit. 2013-04-25]. Dostupné z: <http://www.kartbay.com.au/p/451612/iame-parilla-leopard-conrod-102mm-complete-fig-40a.html>
- [5] HUSÁK, Pavel. *Motocykly s dvoudobým motorem*. Praha: SNTL, 1978. 324 s.
- [6] Two-stroke engine and method for operating the same - Andreas Stihl AG & Co. KG [online]. 2013 [cit. 2013-04-25]. Dostupné z: <http://www.freepatentsonline.com/6880503.html>
- [7] Reed valve for 50 cc Minarelli Scooter [online]. 2013 [cit. 2013-04-25]. Dostupné z: <http://universalpart.en.made-in-china.com/product/zqRQXCedLDWc/China-Reed-Valve-for-50cc-Minarelli-Scooter.html>
- [8] Cycle chaos: *Rotary disk valve* [online]. 2013 [cit. 2013-04-25]. Dostupné z: [http://www.cyclechaos.com/wiki/Rotary\\_Disc\\_Valve](http://www.cyclechaos.com/wiki/Rotary_Disc_Valve)
- [9] SLOVÁK, M. *Dvoudobý jednoválcový motocyklový motor s výfukovými ventily*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Drápal.
- [10] JENNINGS, Gordon. *Two-stroke tuner's handbook*. Tucson, AZ: HP Books, 1986c1973, iv, 156 s. ISBN 09-126-5641-7.
- [11] STEJSKAL, M. *Zvýšení výkonových parametrů zážehového jednoválcového dvoudobého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 116 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [12] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory: Studijní opory*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005. 235 s.
- [13] DIXON, John C. *The high-performance two-stroke engine*. Calif.: Haynes North America, 2005, 290 s. ISBN 18-442-5045-8.
- [14] Volumetric Efficiency: *Scavenge flow systems* [online]. 2013 [cit. 2013-04-25]. Dostupné z: <http://www.jhis.co.uk/ICE/Help/VolumetricEfficiency.html>





- [15] Aluminium piston manufactured by Titan-Piston-Maiolo: *IAME Parilla X30* [online]. 2013 [cit. 2013-04-25]. Dostupné z: [http://www.shop.titan-piston.com/product\\_info.php?language=en&gm\\_boosted\\_product=IAME-PARILLA-X30---Leopard---K25--Racing-&IAME=IAME-PARILLA-X30---Leopard---K25--Racing-.html&products\\_id=14&](http://www.shop.titan-piston.com/product_info.php?language=en&gm_boosted_product=IAME-PARILLA-X30---Leopard---K25--Racing-&IAME=IAME-PARILLA-X30---Leopard---K25--Racing-.html&products_id=14&)
- [16] IAME - The heart of kart: Parilla – reedster KF1. [online]. [cit. 2013-04-25]. Dostupné z: [http://cdn.shopify.com/s/files/1/0042/0102/files/Iame\\_KF1\\_Catalog\\_fixed.pdf?1285604995](http://cdn.shopify.com/s/files/1/0042/0102/files/Iame_KF1_Catalog_fixed.pdf?1285604995)
- [17] BLAIR. Design and simulation of two-stroke engines. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1996, xxiii, 623 p. ISBN 15-609-1685-0.
- [18] COOMBS, Matthew a Pete SHOEMARK. *Motorcycle basics techbook*. 2nd ed. Newbury Park, Calif., USA: Haynes North America, c2002, 1 v. (various pagings). Techbook. ISBN 18-596-0515-X.
- [19] Rich's Taylor'd Porting Service: *2-Stroke engine porting service* [online]. 2013 [cit. 2013-04-25]. Dostupné z: [http://richstaylorporting.com/modern\\_2-strokePorting.html](http://richstaylorporting.com/modern_2-strokePorting.html)
- [20] HOJKA, Ondřej. Výfuková přívěra RAVE. 2013 [online]. [cit. 2013-04-25]. Dostupné z: <http://www.apriliattech.cz/cs/vyfukova-privera-rave>
- [21] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2004, 2 sv. (355 s., s. 356-661). ISBN 80-239-1601-7.
- [22] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. Učební texty vysokých škol, Vysoké učení technické v Brně. ISBN 80-214-2409-5.
- [23] HOFMANN, Karel. *Proudění ve spalovacích motorech*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1992, 97 s. ISBN 80-214-0409-4.
- [24] URUBA, Václav. *Turbulence*. Vyd. 1. V Praze: České vysoké učení technické, 2009, 130 s. ISBN 978-80-01-04330-1.
- [25] ŠOB, František. *Hydromechanika: studijní materiál pro I. stupeň magisterského studia, 2. a 3. ročník*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2002, 238 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2037-5.
- [26] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX* [online]. 1. vydání. Ostrava, 2008 [cit. 2013-04-25]. Ostrava: Vysoká škola Báňská - Technická univerzita Ostrava. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>.
- [27] NOVOSAD, Z. *Sací potrubí zážehového závodního motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 67 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [28] ParillaReedster125ccm [online]. 2013 [cit. 2013-04-25]. Dostupné z: <http://www.pdbamerica.com/images/engines/ParillaReedster125ccMY2008.jpg>





## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\dot{L}$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}]$	složka vektoru toku momentu hybnosti
$\vec{V}$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost
ATAC		Automatic Torque Amplification Chamber
c	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost proudění v tekutině
CAD		computer aided design
CFD		computational fluid dynamics
dF	[N]	element síly
dS	$[\text{m}^2]$	element plochy
DÚ		dolní úvrat'
EC		exhaust close
EO		exhaust open
$E_z$	[J]	ztrátová energie
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	gravitační zrychlení
$h_1$	[m]	pozice
$h_2$	[m]	pozice
HÚ		horní úvrat'
IC		inlet close
IO		inlet open
KIPS		Kawasaki Integrated Power valve System
L	[m]	charakteristický rozměr
$L_{\text{CFD}}$	[N.m]	moment hybnosti
m	[kg]	hmotnost
n	[-]	počet částic plynu
p	[Pa]	absolutní tlak
$P_a$	[Pa]	atmosférický tlak
$P_e$	[Pa]	vnější tlak
PO		okamžik otevření přepouštěcího kanálu
$p_{\text{po}}$	[Pa]	podtlak
$p_{\text{pr}}$	[Pa]	přetlak
PZ		okamžik zavření přepouštěcího kanálu
Q	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	objemový tok
$Q_m$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok



$Q_{\text{red}}$	$[\text{l.s}^{-1}]$	redukovaný objemový tok
$Q_s$	$[\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$	skutečný objemový průtok
$Q_T$	$[\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$	teoretický objemový průtok
$R$	$[\text{J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	univerzální plynová konstanta
$r$	$[\text{m}^2]$	poloha elementu $ds$ od osy válce
RAVE		Rotax Advanced Variable Exhaust
$Re$	$[-]$	Reynoldsovo číslo
$S$	$[\text{m}^2]$	průtočná plocha
SAEC		Suzuki Automatic Exhaust chamber
$S_T$	$[\text{m}^2]$	průřez
$S_v$	$[\text{m}^2]$	průřez okna výfukového kanálu
$T$	$[\text{K}]$	termodynamická teplota
$t$	$[\text{°C}]$	celsiova teplota
TC		transfer port close
TO		transfer port open
$V$	$[\text{m}^3]$	objem plynu
$v$	$[\text{m}^3.\text{kg}^{-1}]$	měrný objem
$v_k$	$[\text{cm}^3]$	kompresní objem
$v_{\text{max}}$	$[\text{m.s}^{-1}]$	maximální vstupní rychlost do válce
VO		okamžik otevření výfukového kanálu
$v_p$	$[\text{m.s}^{-1}]$	rychlost proudění
$v_{\text{průměrná}}$	$[\text{m.s}^{-1}]$	průměrná rychlost v podélném řezu válcové jednotky
$v_T$	$[\text{m.s}^{-1}]$	teoretická rychlost
$V_t$	$[\text{m.s}^{-1}]$	tangenciální složka rychlosti
$v_z$	$[\text{cm}^3]$	zdvihový objem
VZ		okamžik zavření výfukového kanálu
$w$	$[\text{m.s}^{-1}]$	průměrná rychlost
$x$		prostorová souřadnice
$y$		prostorová souřadnice
$z$		prostorová souřadnice
$\Delta p$	$[\text{Pa}]$	tlakový spád
$\mu$	$[-]$	průtokový součinitel
$\rho$	$[\text{kg.m}^{-3}]$	hustota proudícího média



$\nu$                        $[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$                       kinematická viskozita